

Modellierung eines robotischen Instruments für die minimal invasive Chirurgie

Diplomarbeit

Bastian Deutschmann



DIPLOMARBEIT

MODELLIERUNG EINES ROBOTISCHEN INSTRUMENTS FÜR DIE MINIMAL INVASIVE CHIRURGIE

Freigabe:

Der Bearbeiter:

Unterschriften

Bastian Deutschmann



Betreuer:

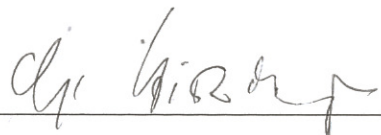
Andreas Tobergte

Sophie Thielmann

Der Institutsdirektor

Prof. Dr. G. Hirzinger



Dieser Bericht enthält 143 Seiten, 74 Abbildungen und 5 Tabellen

UNIVERSITÄT STUTTGART

INSTITUT FÜR BIOMEDIZINISCHE TECHNIK

Prof. Dr. rer. nat. J. Nagel

DIPLOMARBEIT

Bastian Deutschmann

**Modellierung eines robotischen Instruments für die
minimalinvasive Chirurgie**

Beginn der Arbeit: 01.10.2010

Abgabe der Arbeit: 30.04.2011

Betreuer: Andreas Tobergte, Sophie Thielmann

Aufgabenstellung für eine Diplomarbeit

Herr Bastian Deutschmann

Titel der Arbeit:	Modellierung eines robotischen Instruments für die minimal invasive Chirurgie
Kategorie:	<input checked="" type="checkbox"/> Diplomarbeit
Zeitraum:	Ab 01.10.2010 bis 31.04.2011
Dauer:	7 Monate
Studienrichtung:	Maschinenbau, Mechatronik
Aufgabenstellung:	<p>In der robotergestützten Visceralchirurgie werden lange stabförmige Instrumente durch kleine, künstliche Körperöffnungen des Patienten eingeführt. Das am DLR entwickelte Zangeninstrument MICA weist 2 zusätzliche Handgelenksfreiheitsgrade und einen 6-Freiheitsgrade- Kraft- Moment-Sensor an der Instrumentenspitze auf. Der motorische Antrieb der Freiheitsgrade sowie des Zangenmauls sind in einer extrakorporalen Antriebseinheit am roboterseitigen Instrumentenende untergebracht. Die Antriebe sind mit der Gelenkmechanik durch Seilzüge im länglichen Schaftrohr gekoppelt.</p> <p>In dieser Arbeit soll ein Modell des gesamten Instruments mit Antriebseinheit und Handgelenk erstellt werden. Haupteinflussgrößen sind dabei unter anderem die Reibung im Antrieb und Gelenk, sowie die Seilelastizitäten. Zu untersuchen ist der Zusammenhang von Kräften bzw. Positionen am Antrieb (Motoren) und an der Instrumentenspitze. Das Modell ist theoretisch zu beschreiben und es ist ein geeigneter Prüfstand zur praktischen Untersuchung aufzubauen. Mit diesem Prüfstand sind die Modellparameter zu identifizieren und das Modell zu verifizieren.</p>



Vorgehensweise:



1. Einarbeitung
 - Vorarbeiten am Institut
 - Literaturrecherche: Modellierung von Seilen, Kardangelen, Spindelantrieb
2. Modellbildung
 - Identifikation der Einflussfaktoren
 - Mathematische Beschreibung des Systems
3. Versuchsaufbau
 - Spezifikation des Prüfstands
 - Aufbau und Versuchsdurchführung
 - Parameteridentifikation und Modellverifikation

Literatur:

Seibold, U.; kuebler, B; Hirzinger, G.: Prototypic force feedback instrument for minimal invasive robotic surgery. In: Vanja Bozovic (Ed.): Medical Robotics. I-Tech Education and Publishing, pp. 377-400, Vienna, Austria, 2008. ISBN-13: 978-3-902613-18-9

Download unter: <http://books.i-techonline.com/book.php?id=22>

Link zum Projekt:

<http://www.dlr.de/rm/mica>

Geforderte Fähigkeiten:

- Studium des Maschinenbaus, Mechatronik o.ä.
- Kenntnisse in Systemdynamik und Modellbildung
- Interesse im Umgang mit mechatronischen Komponenten und Messtechnik
- Kenntnisse in Matlab/Simulink vorteilhaft
- Selbstständigkeit und kreativität

Kontakt:

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
Institut für Robotik und Mechatronik
Dipl.-Ing. Andreas Tobergte
Münchnerstrasse 20
D-82234 Wessling
Telefon: ++49 (0) 81 53 / 28 -32 48
Andreas.Tobergte

Erstellungsdatum:

19.08.2010

Zusammenfassung

Die Entwicklung von Systemen für die robotergestützte minimal invasive Chirurgie (MIRS) setzt sich zum Ziel, die Fähigkeiten des Chirurgen auszubauen ohne das Wohl des Patienten zu gefährden. Neben einer höheren Anzahl an Freiheitsgraden im Körper des Patienten und kleineren, beweglicheren Instrumenten steht hier ebenfalls die Steigerung des Grades an Telepräsenz im Vordergrund. Das heißt die Übertragungsstrecke zwischen dem Chirurgen und dem ausführenden Roboter am Patienten muss verzögerungsfrei, ohne spürbare Positionierfehler sowie Interaktionskräfte mit dem menschlichen Gewebe sollen rückkoppelbar sein. Am DLR wird ein robotisches Instrument (MICA) entwickelt, welches oben genannte Bedürfnisse mit einem modularen Aufbau zum vielseitigen Einsatz in der MIRS kombiniert. Es besitzt 3 Freiheitsgrade, die über jeweils einen Motor und Seilzüge bewegt werden sowie einen Kraft- Momentensensor an der Instrumentenspitze, der die Interaktionskräfte erfasst. Zur Rückkopplung dieser ist jedoch die Kenntniss aller Störgrößen und verfeinerte Regelungskonzepte oder Kompensationsmethoden notwendig.

Zur Auslegung der Regelungskonzepte oder Kompensationsmethoden bedient man sich eines Simulationsmodells, welches in dieser Arbeit hergeleitet wird. Die Parameter für die meist nichtlinearen Störgrößen sowie die dynamischen Parameter der Seile werden dabei im Rahmen dieser Arbeit identifiziert. Für die Identifikationsverfahren werden dabei Fehler abgeschätzt und später bei der Identifikation des realen Systems berücksichtigt. Eine einfache modellbasierte Kompensation des wirkenden Reibmoments im System wurde in dieser Arbeit getestet und führte zu einer Verbesserung der Positioniergenauigkeit um mindestens 25%. Die identifizierten Parameter werden ebenfalls im Vergleich zwischen Simulation und Modell evaluiert. Darüber hinaus wird in dieser Arbeit auch eine Kraft- sowie eine Impedanzregelung der vom Werkzeug entkoppelten Antriebseinheit getestet.

Abstract

Current research in minimal invasive robotic surgery (MIRS) aims to enhance the surgeon's dexterities without endangering patient wealth. Main goals are increasing the degree of telepresence besides more degrees of freedom inside the patient's body and smaller, more agile instruments. Telepresence embodies a latency-free transfer between a desired movement from the surgeon and the movement of the robot without noticeable tracking error. Furthermore force-feedback from the instrument-tip to the surgeon is in focus of current research.

MICA, a robotic instrument developed at the DLR combines the former mentioned needs with a versatile design to meet more applications in MIRS. MICA has 3 *dof* which are actuated with three separate sources of power and tendons. Furthermore, a 7 *dof* force-/ torque-sensor is applied at tip of the instrument to allow force-feedback. Limitations are not known influences and therefore all effects need to be identified and allow sophisticated control algorithms, such as impedance-control, or compensating-methods.

Simulationmodells help designig those control algorithms and compensating methodes. Thus, this work will develop such a modell of the instrument MICA. Identifikation of mostly nonlinear parameter modells in the sources of power as well as the dynamical parameters of the tendons are identified in the present work. More over, systematic errors of those methods are estimated by simulations. Also a simple model-based friction compensation is done during this work which reduced the tracking error by 25%. The identified parameters are evaluated with measurements. Additionally, a force- and impedance-control of the power source is tested and yielded satisfying results.

Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbständig und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe. Alle Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus veröffentlichten oder nicht veröffentlichten Schriften entnommen sind, sind als solche kenntlich gemacht.

Die Arbeit ist in gleicher oder ähnlicher Form - auch auszugsweise - noch nicht im Rahmen einer anderen Prüfung vorgelegt worden.

Ort, Datum

(Unterschrift)

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	v
Abstract	vi
Erklärung	vii
Verwendete Formelzeichen	xi
1 Einleitung	1
1.1 Stand der Technik: Robotische Chirurgiesysteme	3
1.2 Motivation und Ziele der Arbeit	10
1.3 Aufbau der Arbeit	12
2 Grundlagen	13
2.1 Das robotische Instrument MICA	13
2.1.1 Aufbau und Funktion der Antriebseinheit	14
2.1.2 Aufbau und Funktion des Werkzeuges	19
2.2 Stand der Technik: Modellierungsverfahren	23
2.2.1 Modellierung von permanenterregten Synchronmaschinen .	24
2.2.2 Modellierung von Kugelspindeltrieben	27
2.2.3 Modellierung von Übertragungsstrecken mit Seilen	27

2.2.4	Modellierung der Reibung	28
2.3	Verwendete Verfahren zur Regelung	31
2.3.1	Schätzung der Motorgeschwindigkeit - Kalman Filter . . .	31
2.3.2	Kraft-/Impedanzregelung der Antriebseinheit	33
3	Modellierung	35
3.1	Modellierung der Antriebseinheit	36
3.2	Modellierung des Endeffektors	38
3.3	Modellierung des Gesamtsystems	41
4	Verfahren zur Parameteridentifikation	48
4.1	Vorbemerkungen zu Parameteridentifikationen	49
4.2	Identifikation der Seildynamik	50
4.2.1	Aufbau des Prüfstandes	51
4.2.2	Identifikationsverfahren	52
4.2.3	Simulation der Identifikationsmethode	56
4.3	Identifikation der Antriebseinheit	62
4.3.1	Beobachtete Effekte und momentaner Sachverhalt	62
4.3.2	Aufbau des Prüfstandes	64
4.3.3	Identifikationsverfahren zu den Motorrippel	69
4.3.4	Identifikationsverfahren zur Reibung	76
5	Auswertung der Parameteridentifikation	80
5.1	Identifikation der Seildynamik	80
5.2	Identifikation der Antriebseinheit	82
5.2.1	Identifikation der Motorrippel	83
5.2.2	Identifikation der Reibung	86

6	Evaluation der Modelle	89
6.1	Modellevaluation der Antriebseinheit	89
6.1.1	Modellevaluation eines Motors	90
6.1.2	Modellbasierte Kompensation der Reibung	96
6.2	Modellevaluation des Gesamtsystems	98
7	Evaluation der Regelungsverfahren	100
7.1	Schätzung der Motorgeschwindigkeit - Anwendung	100
7.2	Kraft-/ Impedanzregelung	102
8	Zusammenfassung und Ausblick	106
	Anhang	111
A.1	Konstruktionszeichnungen	111
A.2	Pilotstudie: Statische Ermittlung der Seilsteifigkeit	117
	Abbildungsverzeichnis	119
	Tabellenverzeichnis	123
	Literaturverzeichnis	124

Verwendete Formelzeichen

Symbol	Beschreibung	Dimension	Einheit
η_S	Übersetzung des Kugelspindeltriebs	\mathbb{R}	$\left[\frac{mm}{rad}\right]$
i	Anzahl der Motoren	\mathbb{R}	$[-]$
$\tau_{mot,d,i}$	Solldrehmoment eines Motors	\mathbb{R}	$[Nm]$
$K_{P,i}$	Reglerverstärkung eines Proportionalreglers	\mathbb{R}	$\left[\frac{Nm}{rad}\right]$
$\Theta_{mot,d,i}$	Sollmotorposition	\mathbb{R}	$[rad]$
$\Theta_{mot,i}$	Istmotorposition	\mathbb{R}	$[rad]$
$\dot{\Theta}_{mot,d,i}$	Motorgeschwindigkeit	\mathbb{R}	$\left[\frac{rad}{s}\right]$
$K_{D,i}$	Reglerverstärkung eines Differential	\mathbb{R}	$\left[\frac{Nm s}{rad}\right]$
$x_{Schubst,i}$	Bewegung der i -ten Schubstange	\mathbb{R}	$[m]$
$x_{Seil,i}$	Bewegung des i -ten Seils	\mathbb{R}	$[m]$
$r_{Schubst,i}$	Umlenkradius an der i -ten Schubstange	\mathbb{R}	$[m]$

Symbol	Beschreibung	Dimension	Einheit
$r_{Seil,i}$	Umlenkradius am i -ten Seil	\mathbb{R}	$[m]$
$\tau_{mot,i}(s)$	Erzeugtes Drehmoment am i -ten Motor	\mathbb{R}	$[Nm]$
$i_{sq,d,i}$	momentenbildende Komponente des Sollstroms des i -ten Motors	\mathbb{R}	$[A]$
$K_{T,i}$	Motorkonstante des i -ten Motors	\mathbb{R}	$\left[\frac{Nm}{A}\right]$
$t_{mot,i}$	Übergangszeit des i -ten Motors	\mathbb{R}	$[s]$
$f_{cogging}$	Charakteristische Frequenz des Rastmoments	\mathbb{R}	$[Hz]$
N_{Slots}	Anzahl der Zähne	\mathbb{R}	$[-]$
N_{Pols}	Anzahl der Polpaare	\mathbb{R}	$[-]$
$\tau_{mot,Rippel}$	Drehmoment-Oberwellen der Motorrippel	\mathbb{R}	$[Nm]$
A_j	Amplitude der j -ten Drehmoment-Oberwelle	\mathbb{R}	$[Nm]$
k	Anzahl der relevanten Drehmoment-Oberwellen	\mathbb{R}	$[-]$
f_j	Frequenz der j -ten Oberwelle	\mathbb{R}	$\left[\frac{1}{Umdrehung}\right]$
ϕ_j	Phase der j -ten Drehmoment-Oberwelle	\mathbb{R}	$[rad]$
τ_{CR}	Reibmoment durch Coulomb Reibung	\mathbb{R}	$[Nm]$
τ_C	Betrag der Coulomb Reibung	\mathbb{R}	$[Nm]$
τ_{VR}	Reibmoment durch viskose Reibung	\mathbb{R}	$[Nm]$
d_{visk}	Konstante der viskosen Reibung	\mathbb{R}	$\left[\frac{Nms}{rad}\right]$
τ_{LR}	Reibmoment durch lastabhängige Reibung	\mathbb{R}	$[Nm]$

Symbol	Beschreibung	Dimension	Einheit
τ_L	Konstante der Lastabhängigen Reibung	\mathbb{R}	$[-]$
τ_{STR}	Reibmoment durch Stribeck-Reibung	\mathbb{R}	$[Nm]$
τ_h	Betrag des Losbrechmoments	\mathbb{R}	$[Nm]$
$\tau_{mot,fr}(s)$	Gesamtheit des Reibmoments im Motor	\mathbb{R}	$[Nm]$
σ_0	Positionsabhängige Konstante des LuGre Reibmodells	\mathbb{R}	$\left[\frac{Nm}{rad}\right]$
σ_1	Geschwindigkeitsabhängige Konstante des LuGre Reibmodells	\mathbb{R}	$\left[\frac{Nm}{rad}\right]$
z	Innerer Systemzustand des LuGre Reibmodells	\mathbb{R}	$\left[\frac{Nm}{rad}\right]$
\mathbf{x}	Zustandsvektor für das Modell eines Kalman Filters	\mathbb{R}^3	$[-]$
\mathbf{A}	Systemmatrix für das Modell eines Kalman Filters	$\mathbb{R}^{3 \times 3}$	$[-]$
\mathbf{b}	Eingangsvektor für das Modell eines Kalman Filters	\mathbb{R}^3	$[-]$
\mathbf{N}	Matrix des Prozessrauschens für das Modell eines Kalman Filters	$\mathbb{R}^{3 \times 2}$	$[-]$
\mathbf{w}	Vektor des Sensorrauschens für das Modell eines Kalman Filters	\mathbb{R}^2	$[-]$
\mathbf{y}	Ausgangsvektor für das Modell eines Kalman Filters	\mathbb{R}	$[rad]$
\mathbf{c}	Messvektor für das Modell eines Kalman Filters	\mathbb{R}^3	$[-]$
r	Verstärkungsfaktor der Kraft-/Impedanzregelung	\mathbb{R}	$[-]$
u	Zusätzlicher Krafteingang bei der Impedanzregelung	\mathbb{R}	$[Nm]$

Symbol	Beschreibung	Dimension	Einheit
F_{Sens}	Gemessene Kraft am Sensor bei der Kraft-/Impedanzregelung	\mathbb{R}	$[N]$
F_{Fric}	Wirkende Reibung bei der Kraft-/ Impedanzregelung	\mathbb{R}	$[N]$
$F_{mot,d}$	Entstehende Motorkraft bei der Kraft-/ Impedanzregelung	\mathbb{R}	$[N]$
M	Masse bei der Kraft-/ Impedanzregelung	\mathbb{R}	$[kg]$
\mathbf{p}	Vektor der Zielparameter	\mathbb{R}^L	$[-]$
L	Anzahl der Zielparameter	\mathbb{R}	$[-]$
$\mathbf{e}(\mathbf{p})$	Zielfunktion bei der Parameteridentifikation	$\mathbb{R}^{N \cdot t_{mess}}$	$[-]$
N	Anzahl der Aufgenommenen Messungen	\mathbb{R}	$[-]$
t_{mess}	Zeitdauer einer Messreihe	\mathbb{R}	$[s]$
\mathbf{R}	Rechtsdreiecksmatrix nach QR- Zerlegung der Jacobimatrix	$\mathbb{R}^{N \cdot t_{mess} \times L}$	$[-]$
v	Abschätzung auf Identifizierbarkeit	\mathbb{R}	$[-]$
r	Anzahl der Zeilen von $\mathbf{J}(\mathbf{p})$	\mathbb{R}	$[-]$
ϵ	numerische Genauigkeit	\mathbb{R}	$[-]$
σ_{jj}	Singulärwert der Jacobimatrix	\mathbb{R}	$[-]$
c	Konditionszahl	\mathbb{R}	$[-]$
$d_{rot,Seil}$	Rotationsdämpfung des Seils, Seilprüfstand	\mathbb{R}	$\left[\frac{Nms}{rad}\right]$
$k_{rot,Seil}$	Rotationssteifigkeit des Seils, Seilprüfstand	\mathbb{R}	$\left[\frac{Nm}{rad}\right]$
\ddot{x}_{mess}	Gemessene Beschleunigungsschwingung, Seilprüfstand	\mathbb{R}	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$

Symbol	Beschreibung	Dimension	Einheit
$\ddot{\hat{x}}(\mathbf{p})$	Schätzung der Beschleunigungsschwingung, Seilprüfstand	\mathbb{R}	$\left[\frac{Nms}{rad}\right]$
J_{ges}	Gesamtträgheitsmoment, Seilprüfstand	\mathbb{R}	$[kgm^2]$
M_G	Moment durch Gewichtskraft, Seilprüfstand	\mathbb{R}	$[Nm]$
m_{ges}	Gesamtmasse des Systems, Seilprüfstand	\mathbb{R}	$\left[\frac{Nms}{rad}\right]$
$l_{S,Arm}$	Abstand: Drehpunkt P , Schwerpunkt S , Seilprüfstand	\mathbb{R}	$\left[\frac{Nms}{rad}\right]$
$F_{m,elas,i}$	Elastische Kraft im Seil der MICA des i -ten Seils	\mathbb{R}	$[N]$
x_m	Position der Schubstangen	\mathbb{R}	$[m]$
q_m	Gelenkposition	\mathbb{R}	$[rad]$
η_U	Übersetzungsverhältniss der Umlenkeinheit	\mathbb{R}	$[-]$
η_{ges}	Gesamtübersetzungsverhältnis von Motor auf Seilposition	\mathbb{R}	$[-]$
r_2	Radius der Seilführung am Endeffektor	\mathbb{R}	$[m]$
\mathbf{T}_G	Transformationsvorschrift von Seil auf Gelenkposition	$\mathbb{R}^{3 \times 3}$	$\left[\frac{Nms}{rad}\right]$
$F_{m,Seil,i}$	Rückwirkung der Kraft am Endeffektor auf den i -ten Motor	\mathbb{R}	$[N]$

Kapitel 1

Einleitung

Seit mehr als zwei Jahrzehnten werden Roboter unterschiedlichster Art in Operationssälen eingesetzt. Der Einsatz solcher Systeme ist dann gerechtfertigt, wenn die Vorteile gegenüber konventioneller Chirurgie sowohl auf Seiten des Patienten, als auch auf Seiten des Chirurgen liegen. Dabei werden unterschiedlichste robotische Systeme eingesetzt, weil diese beispielsweise Instrumente oder Objekte mit hoher Genauigkeit und unter Aufbringung hoher Kräfte positionieren können. Darüber hinaus eröffnen zusätzliche Freiheitsgrade die Möglichkeit Operationen an bisher schlecht erreichbaren Orten im Körper oder durch entsprechende Materialien und Konstruktionen die Operation unter nicht für den Menschen ertragbaren Bedingungen durchzuführen. Aber auch der Trend zur minimal invasiven Chirurgie (MIC) lässt robotergestützte minimal invasive Chirurgie (minimal invasive robotic surgery (MIRS)) in den Focus von intensiver Forschung treten.

Bei der konventionellen MIC, auch Schlüsselloch-Chirurgie genannt, handelt es sich um ein chirurgisches Verfahren, bei dem das Instrumentarium durch kleine Schnitte in der Haut oder sogar durch natürliche Körperöffnungen zum Operationsort (Situs) geführt wird. MIC wird beispielsweise in der Orthopädie, Neurologie, Urologie, Gynäkologie, Lapraskopie und Thoraskopie angewendet. Abbildung 1.1 verdeutlicht eine solche Operation. Der operierende Arzt (links) bedient hier die Instrumente, während ein zweiter Arzt (rechts) die Kamera positioniert/orientiert. Über den Monitor erhält der operierende Chirurg dabei ein visuelles Feedback über seine ausgeführten Bewegungen im Körper des Patienten.

Da kleinere Einschnitte im Gewebe des Patienten benötigt werden, besitzt die MIC einige Vorteile im Vergleich zu konventioneller, invasiver Chirurgie. Konven-

tionelle Chirurgie verlangt das Eröffnen des Körpers, was meist mit der Durchtrennung oder Verletzung von Muskeln verbunden ist. Muskelgewebe benötigt dabei eine sehr lange Zeit zum Ausheilen und Wiederaufbauen. Bei MIC hingegen wird weniger Gewebe verletzt und somit werden die post-operativen Schmerzen und die Dauer des Krankenhausaufenthaltes geringer. Eine schnellere Mobilisierung wird ebenfalls berichtet [43]. Darüber hinaus sind mit den kleineren Einschnitten des Gewebes kleinere Narben verbunden, was aus kosmetischen Gründen von Vorteil ist.



Abbildung 1.1: Typisches Szenario in der MIC

Andererseits entstehen auch starke Einschränkungen durch den Einsatz minimal invasiver Verfahren. Durch den räumlichen Versatz zwischen visuellem Eindruck der Operation (Monitor) und den durch den Chirurgen bedienten Instrumenten, fehlt diesem die Hand-Augen-Koordination. Des Weiteren besitzt er nur noch einen eingeschränkten Bewegungsbereich aufgrund fehlender Freiheitsgrade der Instrumente und der Durchführung durch den Trokar. Hinzu kommt der verlorene Tastsinn durch die enorme Reibung in diesen Trokaren sowie die starren Instrumente. Darüber hinaus ist die Orientierung über einen zweidimensionalen Bildschirm ebenfalls nachteilig für den Chirurgen. Die Operationsdauer verlängert

sich ebenfalls durch die MIC und der Chirurg muss sich einem intensiven Training unterziehen um sich beispielsweise an den Chop-Stick Effekt zu gewöhnen und diesen zu kompensieren. Dieser Effekt beschreibt dabei zum Einen die Bewegungsumkehr durch den Trokarpunkt und zum Anderen, dass Kraft und Weg über das Hebelgesetz (Trokarpunkt $\hat{=}$ Lagerpunkt des Hebels) skaliert werden. Ebenfalls erwähnenswert ist, dass mit MIC nur eine kleine Zahl von Operationen in den oben genannten Bereichen der Chirurgie möglich sind.

Die Aufzählung der Vor- und Nachteile macht deutlich, dass die Vorteile ausschließlich auf Seiten des Patienten und Nachteile fast ausschließlich auf Seiten des Chirurgen sind. An diesem Punkt setzt die robotergestützte minimal invasive Chirurgie (MIRS) an und versucht bereits ausgereifte Prinzipien, Konzepte und Bauarten aus der allgemeinen Robotik auch für die MIRS zu nutzen und dadurch Operationen für Patienten und Chirurgen zu verbessern. Beispielsweise können Chirurgieroboter und deren Instrumente entwickelt werden, die zusätzliche Freiheitsgrade besitzen, Force- Feedback und eine Bewegungsskalierung ermöglichen sowie den Chop- Stick- Effekt und das Zittern der chirurgischen Hand kompensieren.

Um dem Leser einen größeren Überblick in der Thematik MIRS zu geben, enthält der nächste Abschnitt den momentanen Stand der Technik in diesem Bereich der Robotersysteme, wobei nur die für diese Arbeit relevanten Aspekte hervorgehoben werden sollen.

1.1 Stand der Technik: Robotische Chirurgiesysteme

Der MeRoDa (Medical Robotic Database) zufolge (Pott [36]) existieren momentan 456 Projekte, welche sich zur Klasse medizinische Roboter oder robotische Systeme für die Medizin zuordnen lassen. Das Spektrum reicht von passiven, beispielsweise kraftgeregelten Halteaufgaben, über telemanipulierte Chirurgieroboter bis hin zum autonomen Herausfräsen eines Implantatsitzes an einem Oberschenkelknochen. Letztere Aufgabe wird von dem System ROBODOC (Kazanzides et al. [21], Taylor et al. [46], Mittelstadt et al. [32]) durchgeführt. ROBODOC ist ein Fräsroboter, welcher einen maßgenauen Sitz für ein Hüftgelenksimplantat in den Oberschenkelknochen fräsen kann und wird somit im Bereich der totalen Arthoplastik eingesetzt. Autonom deshalb, da der verantwortliche Chirurg nur

die Planung übernimmt. Er entscheidet mit Hilfe von preoperativ aufgenommenen CT-Bildern des Knochens über Größe des Implantates und damit Geometrie des Sitzes. Des Weiteren wird der Ort für den Sitz am Knochen anhand dieser CT-Bilder vom Chirurg händisch definiert. Diese Koordinaten (numerische Daten) stehen dem ROBODOC-System später bei der Initialisierung zur Verfügung. Während der Operation gibt das System quantitative Auskunft über die momentanen Schneidkräfte und Knochenbewegungen. Dies ermöglicht dem Chirurg den sonst total autonomen Fräsvorgang bei kritischen Werten manuell zu unterbrechen. ROBODOC gehört zu den **operativen CAD/CAM-Systemen** da es autonom/teilautonom vordefinierte Aufgaben konsistent, schnell und akkurat ausführt.

Die andere Klasse von Systemen in der robotergestützten Chirurgie stellen in Anlehnung an Taylor und Stoianovici [47] die **operativen Assistenz-Systeme** dar. Diese Art von Systemen lässt sich weiter unterklassifizieren in Systeme, welche die Fähigkeiten des Chirurgen ausbauen und Systeme, welche ausschließlich assistierende Funktionen übernehmen. Für letztere sind Robotersysteme besonders gut geeignet, da sie monotone und einfache Arbeiten, welche beispielsweise schnelle Bewegungen oder hohe Kräfte erfordern, über lange Zeiträume wiederholbar, präzise und ohne zu ermüden durchführen können. Zu nennen wäre beispielsweise das Halten und Nachführen von Endoskopen in der MIC. Abolmaesumi et al. [1] beschreibt ein System, welches mittels einer Zweiarmskinematik eine Ultraschallkamera der Halsschlagader nachführt um diese auf Verstopfungen oder Einschlüsse zu untersuchen.

Bezüglich des Ausbaus der Fähigkeiten des Chirurgen während der Operation, ist es häufig das Ziel bisherigen Einschränkungen, wie die limitierte Anzahl an Freiheitsgraden im Körper, durch den Einsatz von Robotern zu überwinden. In diesem Zusammenhang sind telemanipulierte Systeme zu nennen, da sie mit entsprechender Konzeptionierung und Konstruktion beispielsweise die Einschränkung der Beweglichkeit im Körper überwinden können, welche bei der konventionellen MIC eine der größten Einschränkungen repräsentiert.

Ein solches robotergestütztes minimal invasives Chirurgiesystem ist das **da Vinci** System von Intuitive Surgery (Guthart und Salisbury [13]) sowie das **Zeus** System (Reichenspurner et al. [39]) zu nennen. Beide Systeme sind nach dem Master-Slave Prinzip aufgebaut, wobei drei Slave-Roboter an der Operation beteiligt sind, die über eine spezielle Eingabekonzole, den Master, gesteuert werden. Die Roboterarme des **Zeus**-Systems sind alle am Operationstisch angebracht. Das **da Vinci** System zählt zu den erfolgreichsten und meist verwendeten robotischen Systemen

für die Chirurgie. Hier sind die vier Roboterarme an einem massiven Standfuß angebracht und können so an den Operationstisch herangefahren werden, siehe Abbildung 1.2.



Abbildung 1.2: Links: Das System da Vinci im Operationssaal, Eingabestation (Master) und Roboterarme (Slave) in der Nähe des Operationstisches. Rechts: Standfuß des da Vinci Systems mit den vier Roboterarmen

Ein Roboter ist für die Positionierung der Kamera zuständig. Die drei verbleibenden Slave-Roboter halten und manipulieren unterschiedliche chirurgische Instrumente. Sie alle werden über eine Eingabekonsolle (Master) vom operierenden Chirurg gesteuert (Abbildung 1.3, links). Diese Instrumente sind mit enorm beweglichen handgelenkartigen Endeffektoren ausgestattet (Abbildung 1.3, rechts), welche die intracorporale Beweglichkeit steigert und durch Seilstränge angesteuert werden. Der Trokarpunkt (Punkt, an dem das Instrument in den Körper eindringt) wird beim da Vinci-System durch das RCM-Prinzip (RCM = remote centre of motion) gelöst. Das heißt, die spezielle Parallelkinematik der Roboterarme hat ihr Bewegungszentrum an der Stelle, an welcher das Instrument in den Körper eindringt. Dies verhindert ein Abweichen von diesem Bewegungszentrum. Die platzintensive Parallelkinematik des da Vinci-Systems sowie die ebenfalls platzintensiven Antriebe der Instrumente führen dazu, dass die Roboter während der Operation oft kollidieren und sich dabei sogar verklemmen. Verstärkt wird dieses Problem aufgrund eines fehlenden siebten Freiheitsgrades des Roboters und der Tatsache, dass alle vier Roboterarme an einem Standfuß sehr dicht an einander befestigt sind.



Abbildung 1.3: Links: Eingabekonsolle zur Bedienung der Chirurgieroboter des da Vinci Systems. Rechts: Handgelenkartige Instrumente des da Vinci Systems

Darüber hinaus ist das da Vinci System auch noch nicht in der Lage Interaktionskräfte und Momente zwischen Instrument und Gewebe an den Master zu messen und zurückzugeben, wodurch der Chirurg kinestatische Informationen nur aus den visuellen Informationen abschätzen kann. Im Allgemeinen gibt es noch kein System auf dem Markt, welches kinästetisches Feedback geben kann und dabei gleichzeitig die anderen Anforderungen wie kompakte Bauweise und eine Vergrößerung des Bewegungsraumes ermöglicht.

Am Deutschen Zentrum für Luft und Raumfahrt (DLR) im Institut für Robotik und Mechatronik setzt man an den oben genannten Nachteilen an und hat im Rahmen des MiroSurge Projektes (Abbildung 1.4) ein vielseitig einsetzbares Chirurgesystem entwickelt, welches unterschiedliche Tätigkeiten im Operationssaal ausführen können soll. Die drei Roboterarme können variabel am Operationstisch befestigt werden. Im MiroSurge Projekt werden die zweite Generation von Leichtbau-Medizin-Robotern (MIRO) eingesetzt, welche speziell für medizinische Anwendungen konzipiert wurden, siehe Abbildung 1.5. Sie besitzen eine Kinematik mit sieben Freiheitsgraden (Achse A_1 bis A_7). Diese Redundanz ermöglicht eine höhere Flexibilität bei der Anordnung der Roboter sowie einfachere Kollisionsvermeidung durch eine Nullraumbewegung der Roboter. Der Trokarpunkt wird über softwareseitige Zwangsbedingungen für die Bewegung des Roboters realisiert. Dadurch können Patient und Roboter variabel zueinander positioniert werden. Mit dem MiroSurge- System sollen neue Operationstechniken ermöglicht werden, beispielsweise die Enteroanastomose [43], bei der man sich die gute Manipulierbarkeit und hohe Flexibilität der zusätzlichen Freiheitsgrade zu Nutze macht. Unter Enteroanastomose versteht man die Verbindung zweier Darmenden nach Resektion oder auch nur Ausschaltung eines Darmstückes bei Erhaltung eben dieses Zwischenstückes, Müller [33].



Abbildung 1.4: Das DLR Projekt MiroSurge

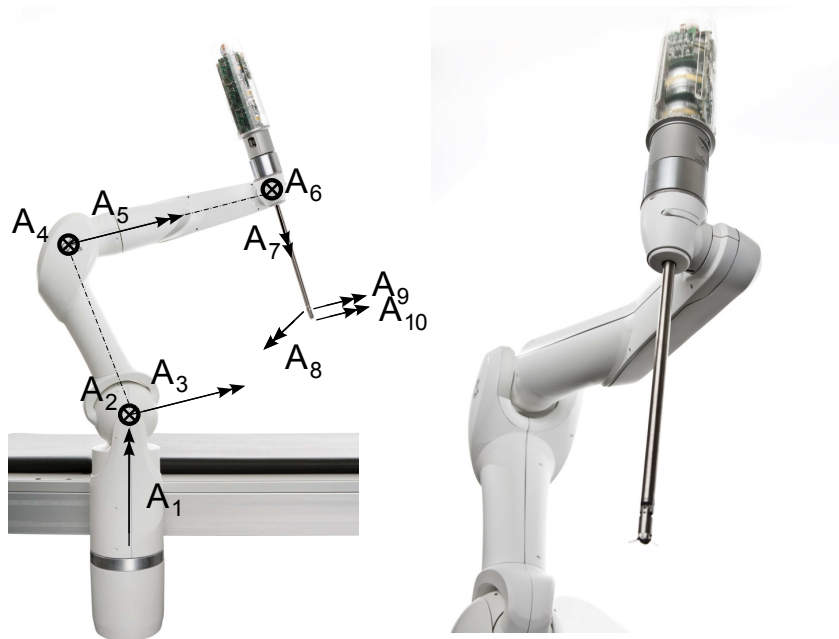


Abbildung 1.5: Leichtbauroboter MIRO des DLR Projektes MiroSurge mit abtriebsseitig angekoppeltem Instrument MICA

Des Weiteren steht das Legen eines Koronararterien- Bypasses am schlagenden Herzen im Focus. Letzteres soll durch die Bewegungskompensation des schlagenden

den Herzens ermöglicht werden, eine halbautonome Funktion des MiroSurge- Systems (Ortmeier [34]). Des Weiteren besteht zusätzlich die Möglichkeit, die robotergeführte, stereoskope Kamera den chirurgischen Instrumenten folgen zu lassen. Dadurch hat der Chirurg immer das Geschehen auf dem stereoskopischen Monitor im Sichtfeld. Ergänzt wird das System durch ein umfangreiches preoperatives Planungssystem, dessen Ausgangspunkt ein mittels 3D- Laserscanner erzeugtes Bild des Patienten darstellt, welches diesen gleichzeitig im Raum lokalisiert (Konietschke et al. [23]). Diese genannten Aspekte von MiroSurge, die in jedem der sieben Freiheitsgraden angebrachte Kraft-Momenten-Sensorik sowie der modulare Aufbau, welcher den Einsatz verschiedenster Instrumente ermöglichen soll, stellen die Hauptunterschiede zum da Vinci System dar. Um die Einsatzflexibilität des MiroSurge-Systems zu erhöhen, besitzt der Freiheitsgrad am Endpunkt des Medizinroboters eine magnetische Schnittstelle, welche unterschiedliche Instrumente am MIRO kraftschlüssig fixieren kann. Die an den MIRO angebrachten Komponenten müssen allerdings sehr leicht sein ($\leq 3 \text{ kg}$), sowie eine kompakte Bauweise besitzen um die dynamischen Eigenschaften nicht signifikant zu beeinflussen und Kollisionen zu vermeiden.

Das ebenfalls am DLR entwickelte Instrument MICA besitzt neben dem Schließfreiheitsgrad der Zange zusätzlich zwei Freiheitsgrade (Achse q_8 bis q_9 , siehe Abbildung 1.5) und erfüllt die Anforderung der kompakten, leichten Bauweise. Die Handgelenkfreiheitsgrade (q_8 und q_9) werden durch ein seilgetriebenes Kardan gelenk ermöglicht, welches einen Bewegungsraum von $\pm 40^\circ$ um beide Achsen zulässt (siehe Abbildung 1.6 links). Zusammen mit dem rotatorischen Freiheitsgrad des MIROs um die Längsachse des Instruments (A_7) formt dieses System ein sphärisches Handgelenk, welches den Bewegungsraum im Körper im Vergleich zu konventionellen MIC-Instrumenten entscheidend vergrößert. Weitere Eigenschaften dieses modular aufgebauten Instrumentes ist ein entkoppelbarer Antriebsstrang mit drei einzeln ansteuerbaren Motoren zur Aktuierung der drei Freiheitsgrade. Eine vielseitig einsetzbar gestaltete Werkzeugschnittstelle verbindet die Antriebseinheit mit dem nachgeschalteten Werkzeug. Das Spektrum der bereits entwickelten Werkzeuge reicht von einem normalen Greifer mit zwei Backen, über eine Schere bis hin zu einem Taststab. Letzterer macht sich den Kraftsensor an der Instrumentenspitze (Seibold et al. [43]) zunutze. Das beschriebene ist nochmals in Abbildung 1.6 verdeutlicht. Dieser ist in der Lage Kräfte und Momente in allen Richtungen sowie zusätzlich die aufgebrachte Greifkraft zu erfassen.

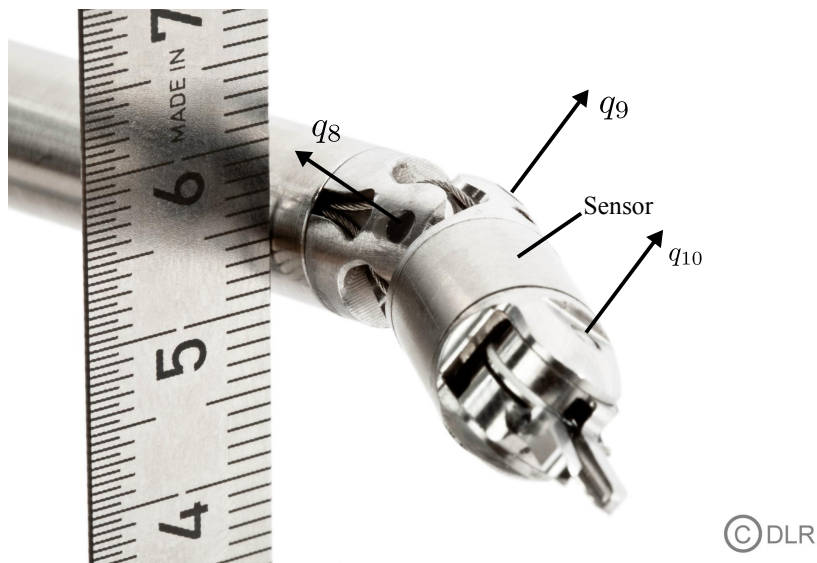


Abbildung 1.6: Instrumentenspitze (Endeffektor) der MICA

Damit besitzt dieser Kraftsensor sieben Freiheitsgrade. Mit diesem Sensor wird die Rückkopplung der Kraft von der Instrumentenspitze an die Eingabestation (Master, siehe Abbildung 1.7) ermöglicht, wodurch der Grad der Telepräsenz des Gesamtsystems gesteigert wird. Die Telepräsenz beabsichtigt dem Chirurg eine möglichst transparente intuitive Schnittstelle zu einer räumlich entfernten Umgebung zu erzeugen, damit er sich so fühlt als wäre er vor Ort anwesend. Dies bedeutet einerseits, dass keine merkliche Latenz zwischen kommandierten Bewegungen des Chirurgen und der Bewegung des Roboters existiert. Es muss auch gewährleistet sein, dass die Bewegung störungsfrei und ohne Einwirkung anderer Effekte vom Master auf den Slaveroboter übertragen wird. Darüber hinaus muss bei der Kraftrückkopplung gewährleistet sein, dass die im Kontaktfall wirkenden Kräfte entkoppelt von auftretenden Störmechanismen gemessen und auf den Master zurückgekoppelt werden, damit der Chirurg die exakten Interaktionskräfte spürt. Alle erwähnten Punkte sind beim momentanen Entwicklungsstand des Instruments MICA noch nicht vollständig gelöst. Dies rührt in großem Maße von der speziellen Konstruktion des Endeffektors her, da Aktuerungskräfte der zwei Handgelenksfreiheitsgrade den Sensor beeinflussen und die Betätigung des Greifers nicht vollständig vom Sensor entkoppelt werden kann. Des Weiteren bringt man durch eine komplexe Übertragungstrecke bestehend aus Spindeltrieb, Schubstangen und Seilkopplungen Elastizitäten und nichtlineare Effekte (z.B. Stick-Slip Effekt) in das System ein. Dazu kommt noch, dass das momentan ver-

wendete Regelungskonzept sehr vereinfacht gewählt ist, wobei nur die Vorgabe der Motorposition und damit auch der Gelenkposition möglich ist. Aufgrund der bisher noch nicht identifizierten Störgrößen im System ist der Systemzustand nicht vollständig bekannt; damit lassen sich zielführendere Regelungskonzepte wie beispielsweise eine Impedanzregelung noch nicht realisieren.

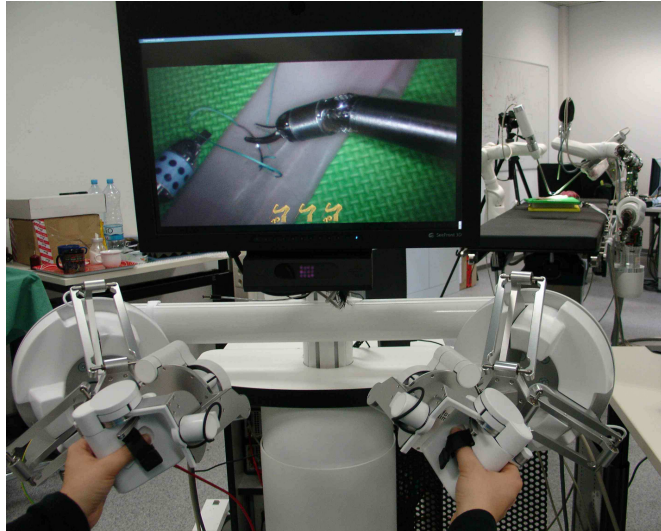


Abbildung 1.7: Eingabekonsole (Sigma 7) zur Bedienung der Chirurgieroboter des MiroSurge Systems

Aufbauend auf dem präsentierten Entwicklungsstand werden im nächsten Abschnitt die Ziele sowie die Motivation der vorliegenden Arbeit konkretisiert.

1.2 Motivation und Ziele der Arbeit

Gegenstand dieser Arbeit ist das Instrument MICA, welches für viele Aufgaben im Bereich der MIRS eingesetzt werden soll. Ziel ist es, ein universell einsetzbares Antriebskonzept am proximalen Ende mit einem trennbaren Greifer am distalen Ende zu koppeln. Damit lassen sich gleich zwei Aspekte mit großem Vorteil realisieren: Zunächst ist das distale Ende, welches in Kontakt mit dem Körper steht, frei von sensibler Antriebselektronik, womit einfache Sterilisationsverfahren angewandt werden können. Zum Anderen lassen sich unterschiedliche Werkzeuge an die proximale Antriebseinheit koppeln. Damit stellt die Antriebseinheit eine zentrale Komponente dar, die es gilt möglichst genau zu kennen um sie effizient und sicher in allen Betriebspunkten auszuliegen.

Das Sensorkonzept der MICA zielt neben der Verbesserung der Regelbarkeit hauptsächlich auf die Verbesserung der Telepräsenz des Gesamtsystems ab. Durch einen hohen Grad an Telepräsenz erreicht man, dass der operierende Chirurg möglichst viele Informationen über das Geschehen am Situs erhält, wodurch die Operationen mittels MIRS zuverlässiger, schneller und sicherer werden. Dies soll durch die hochgenaue und latenzfreie Positionierung der Instrumente sowie die Krafterückkopplung der erfassten Kräfte an der Instrumentenspitze gelingen. Um eine exakte Positionierung der Instrumente ohne Latenz zu gewährleisten, müssen die Hauptstörgrößen in relevanten Betriebspunkten bekannt sein. Vor allem Reibung in den Gelenken, Getrieben und Lagerstellen der MICA, aber auch Motorrippel, erzeugen unerwünschte Widerstandskräfte, die beispielsweise einen Schleppfehler sowie ungenaues Positionieren erzeugen.

Für die regelungstechnische Auslegung der MICA wird ein Simulationsmodell benötigt, welches vor allem auch nichtlineare Effekte realitätsnah abbilden soll. An diesen genannten Punkten setzt diese Arbeit an und versucht durch entsprechend konstruierte Prüfstände und Messtrajektorien Aussagen über wirkende Einfluss- und Störgrößen zu machen. Konkret sind diese im Einzelnen

- Die dynamischen Eigenschaften der verwendeten Seile zur Übertragung der Motorleistung.
- Die wirkenden linearen und nichtlinearen Größen wie Elastizitäten und Reibung in der Antriebseinheit der MICA.

Für das Gesamtsystem wird in dieser Arbeit auch ein Simulationsmodell in MATLAB/Simulink implementiert mit dem Ziel, das gemessene Verhalten abzubilden. Zur möglichen Herkunft der identifizierten Größen wird diese Arbeit ebenfalls Stellung nehmen, um damit Software und Hardware der MICA zu verbessern und den Entwicklungsprozess dieses chirurgischen Instrumentes voranzutreiben. Wie in Abschnitt 1.1 bereits eingeführt soll über den Kraftsensor an der Instrumentenspitze der Regelkreis geschlossen werden und so eine Impedanzregelung des Instruments ermöglichen. Bezüglich diesem Regelungskonzept soll diese Arbeit erste Untersuchungen durchführen um eventuell Hardware und Software hinsichtlich diesem Regelungsansatz zu optimieren.

1.3 Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit gliedert sich in sechs Kapitel, wobei Kapitel 1 auf die Thematik hinführt sowie die Ziele dieser Arbeit konkretisiert. In den Grundlagen, Kapitel 2, wird zunächst detailliert auf das Instrument MICA und seine momentane mechanische und elektrische Struktur eingegangen. Darüber hinaus gibt Kapitel 2 einen Überblick über relevante Modellierungsansätze zur Modellierung der in der MICA auftretenden Komponenten und Effekten und fasst ebenfalls die Ansätze zu getesteten Regelungskonzepten zusammen. Kapitel 3 leitet aufbauend auf ausgewählten Modellierungsansätzen die notwendigen Gleichungen zur Modellierung des mechanischen Verhaltens her. In Kapitel 4 wird dann auf die verwendeten Prüfstände zur Identifikation der Parameter eingegangen, wobei auch jeweils das Identifikationsverfahren in einer Simulation getestet werden soll. Anschließend finden sich in Kapitel 5 die Ergebnisse der durchgeführten Prüfstandsmessungen, wobei Kapitel 6 anschließend die gefundenen Parameter mit Hilfe von Simulationen bewerten soll. Dieses Vorgehen zur Erzeugung eines Simulationsmodells ist in Abbildung 1.8 nochmals schematisch dargestellt.

Darüber hinaus wurden in dieser Arbeit zwei Verfahren zur Regelung des Instruments implementiert. Deren Ergebnisse und Evaluationen finden sich in Kapitel 7. Diese Arbeit endet in einer Zusammenfassung und einem Ausblick für zukünftige Arbeiten in Kapitel 8.

		Aufteilung der MICA in Komponenten		
		Antriebseinheit	Seile	Eineffektor Werkzeug
Grundsätzliches Vorgehen ↓	Strukturmodellierung	Kapitel 3.1	Kapitel 3.3	Kapitel 3.2
	Parameteridentifikation Methode+Simulation	Kapitel 4.2	Kapitel 4.1	
	Parameteridentifikation reales System	Kapitel 5.2	Kapitel 5.1	
	Evaluation des Modells + Parameter	Kapitel 6.1	Kapitel 6.2	Kapitel 6.2

Abbildung 1.8: Schematisches Vorgehen der Diplomarbeit

Kapitel 2

Grundlagen

Beim zentralen Objekt dieser Arbeit, dem minimal invasiven Instrument MICA, handelt es sich um ein komplexes mechatronisches Bauteil, welches am DLR entwickelt wurde. Momentan lässt sich dieses Instrument als Prototyp einstufen. Dieser führt die gewünschten Funktionen zwar gegenwärtig befriedigend aus, allerdings sind noch nicht alle Stör- und Einflussgrößen bekannt. Des Weiteren ist im Hinblick auf die Regelung der zielführendste Ansatz noch nicht gefunden, beziehungsweise ausgelegt und implementiert. Neue Regelungskonzepte, Kompensationsmethoden oder mechanische Änderungen direkt am realen System zu testen, kann bei Misserfolg zu enormen Kosten führen und ist daher nicht wünschenswert. In Anbetracht dessen liegt es nahe, sich der computergestützten Simulation zu bedienen, welche ein sehr effektives Werkzeug in der Entwicklung von komplexen Komponenten unterschiedlichster Herkunft darstellt.

Nach einer detaillierten Beschreibung des Instruments MICA in Abschnitt 2.1 liefert dieses Kapitel eine Übersicht über Modellierungsansätze für verwandte Systeme und Komponenten. Mit einigen dieser präsentierten Ansätzen kann dann ein Modell der MICA für die computergestützte Simulation erzeugt werden, siehe Kapitel 3.

2.1 Das robotische Instrument MICA

Bei der MICA handelt es sich um ein chirurgisches Werkzeug mit eigener Antriebseinheit das unterschiedliche Aufgaben während der Operation übernimmt. Diese Aufgaben können beispielsweise das Halten und Führen von Nadel und

Faden, die Interaktion mit oder das Trennen von Gewebe sein. Aufgrund des modularen Aufbaus lässt sich die MICA systematisch in zwei funktionelle Einheiten unterteilen (siehe Abbildung 2.1). Am proximalen Ende sitzt die Antriebseinheit, die nicht nur das gezeigte distale Handgelenk samt Greifer, sondern auch zukünftig andere distale Endeffektoren unterschiedlichster Art antreiben soll. Die Antriebseinheit besteht aus drei permanenterregten Synchronmotoren. Diese sind auf sehr engem Raum hintereinander angeordnet und befinden sich zu jedem Zeitpunkt einer Operation außerhalb des Körpers. Die Motorleistung wird dabei über einen Kugelspindeltrieb, Schubstangen, eine Werkzeugschnittstelle und einen Seiltrieb an den Endeffektor übertragen. Die Seile sind im langen Schaft des Instrumentes geführt und bewegen das Handgelenk sowie den Greifer (Abbildung 2.1).

Beide vorgestellten funktionellen Einheiten, Antriebseinheit und Werkzeug, werden in den folgenden Abschnitten 2.1.1 und 2.1.2 nochmals genauer beschrieben.

2.1.1 Aufbau und Funktion der Antriebseinheit

Die drei permanenterregten bürstenlosen Synchronmotoren (permanent-magnetic synchronous machine (PMSM), siehe Abbildung 2.2) der Antriebseinheit dienen zum Antrieb der drei Freiheitsgrade an der Instrumentenspitze. Jeder der PMSM besitzt einen außenliegenden Stator (12 Zähne) und einen Hohlenwellen-Rotor (7 Polpaare). Der Rotor ist über jeweils zwei Schrägkugellager gelagert. In seiner Hohlwelle ist die Mutter eines Kugelspindeltriebs eingeklebt. Die Spindel des Kugelspindeltriebs besitzt drei Durchgangsbohrungen die im Winkel von 120° auf einem Teilkreis von Durchmesser $d_{K,S} = 3,5\text{mm}$ angeordnet sind und in welcher die Schubstangen gelagert werden. Jede Schubstange ist mit einer der drei Spindeln fest verbunden (eingeklebt) und wird durch ein radiales Festlager gegen Verdrehen gesichert. Dieser Aufbau wird in Abbildung 2.3 nochmals verdeutlicht. Das radiale Festlager gewährleistet, dass die Schubstange über die Spindel eine translatorische Bewegung ausführt. Bei einer Motorumdrehung bewegt sich die Spindel samt Schubstange translatorisch um 2mm . Dies führt zu einem Übersetzungsverhältnis von

$$\eta_S = \frac{2\text{mm}}{2\pi} = \frac{1}{\pi} \left[\frac{\text{mm}}{\text{rad}} \right]. \quad (2.1)$$

An jeder der Schubstangen ist am proximalen Ende ein Zapfen aufgeschraubt.

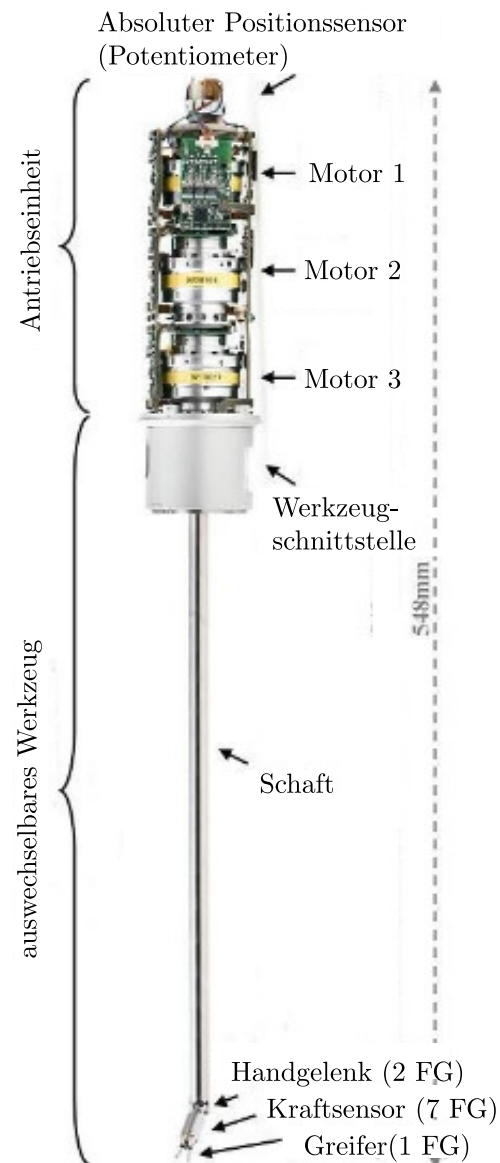


Abbildung 2.1: Einzelkomponenten des Instruments MICA, entnommen aus Thielmann et al. [49]

Dieser stellt die motorseitige Schnittstelle zu nachstehenden Elementen der MICA dar (Abbildung 2.3).

Zur Initialisierung, Kommutierung und Regelung der PMSM sind am Rotor Positionssensoren angebracht. Zur Messung der Motorposition wird ein am DLR entwickelter MR- Sensor (magneto resistiv) eingesetzt, der die absolute Motor-

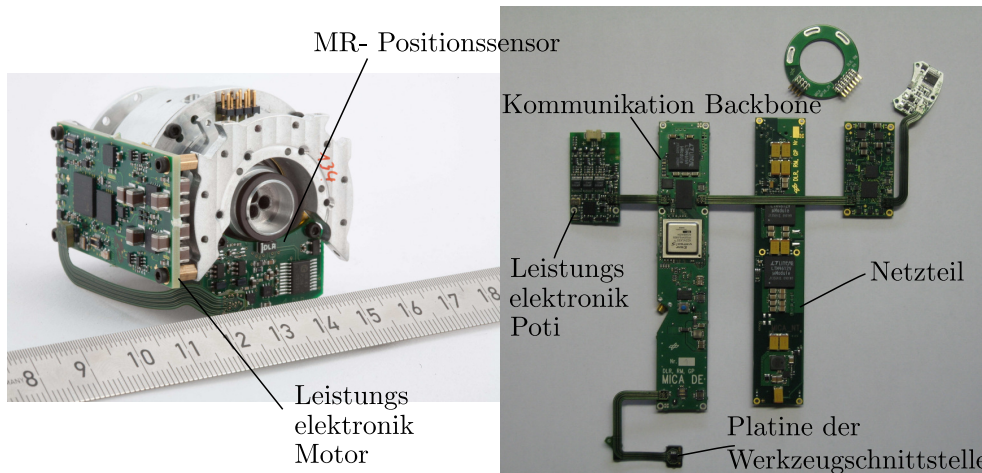


Abbildung 2.2: Links: Einzelner verwendeter Motor (PMSM) des Instruments mit abtriebsseitigem Positionssensor und Leistungselektronik. Rechts: Verwendete Platinen der MICA. Aus Thielmann [48]

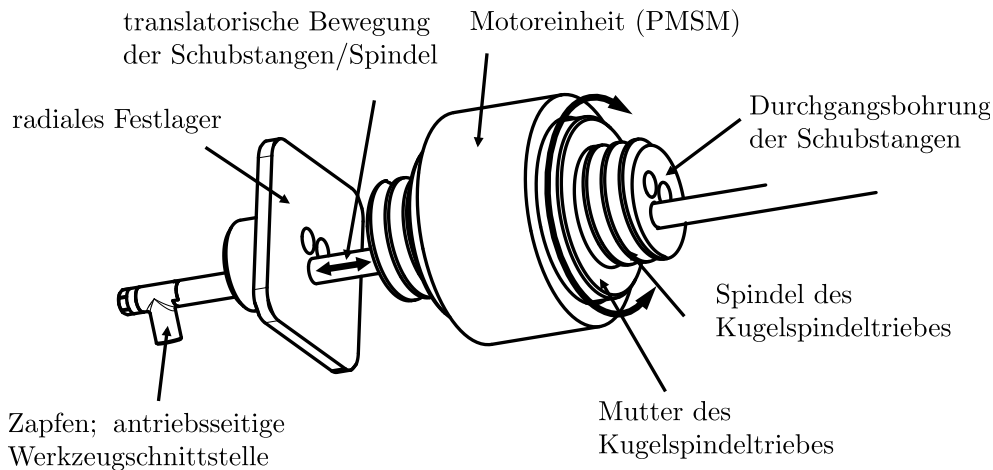


Abbildung 2.3: Funktionsprinzip der Transformation von rotatorischer Bewegung der PMSM auf die translatorische Bewegung der Schubstangen, entnommen aus Thielmann et al. [49]

position bezogen auf eine elektrische Umdrehung messen kann. Dieses Positionssignal wird zur Kommutierung und zur Regelung des Synchronmotors benötigt. Dass der MR-Sensor die Motorposition nicht absolut bezüglich einer mechanischen Umdrehung misst, ist im Betriebsfall ausreichend. Beim Anschalten des Instruments wird allerdings die momentane mechanisch-absolute Motorposition benötigt, um eine Positionsinitialisierung bezüglich der Bewegungsanschlüge der Spindel korrekt auszuführen.

Größe	Wert	Einheit
Versorgungsspannung Motor U_V	24	V
Nenndrehzahl n_{nenn}	12000	$\frac{1}{min}$
Motorkonstante k_T	0,021	$\frac{Nm}{A}$
Spindeldurchmesser $d_{Spindel}$	11,625	mm
Durchmesser der Stangenanordnung d_{KS}	3,5	mm
Steigung Gewindespindel P	2	mm
Übersetzungsverhältnis η_S	$\frac{1}{\pi}$	$\frac{mm}{rad}$
Frequenz Stromregelung f_{SR}	100	kHz
Frequenz Positionsregelung f_{PR}	3	kHz
Trägheitsmoment Rotor $J_{rot,mot}$	4209,6	gmm ²
Trägheitsmoment Mutter $J_{Mutter,mot}$	6552	gmm ²
Masse Spindel $m_{Spindel,m}$	16	g
Masse Schubstange $m_{Schubstange,m}$	7,3	g

Tabelle 2.1: Relevante Größen der Antriebseinheit

Hierzu werden momentan Potentiometer (Poti) am distalen Ende der Schubstangen eingesetzt (Abbildung 2.1), welche die absolute Motorposition bestimmen. Die Signale des MR- Sensors werden von der Leistungselektronik der Motoren (BiSS Protokoll) zum Kommunikation-Backbone (FPGA- basiert) geliefert, der die Daten weiter via Spacewire an den Echtzeitrechner schickt. Die Potielektronik besitzt eine eigene, abtriebsseitige Platine, wobei alle nötigen Versorgungsspannung vom Netzteil der Antriebseinheit versorgt werden. Die erwähnten Platinen sind in Abbildung 2.2 zu sehen.

Die Schnittstelle zu anderen Komponenten oder zur Implementierung von Regelungskonzepten stellt MATLAB/Simulink dar. Der dort generierte Code wird mit Hilfe eines automatischen C-CODE- Generators (Realtimeworkshop, MATLAB/Simulink) generiert, beziehungsweise kompiliert und anschließend auf dem Echtzeitrechner (Betriebssystem: QNX) geladen. Der Echtzeitrechner gibt die Daten via Spacewire (ESA [12]) an die Digitalelektronik der Motoren weiter (siehe Abbildung 2.2), welche sich auf einer Platine tangential an jedem PMSM befindet. Die Kommunikationseinheit (communication backbone) der Digitalelektronik besitzt eine BiSS Schnittstelle und stellt darüber die Kommunikation zu Sensoren beziehungsweise Aktoren her. Auf einer zweiten Platine, ebenfalls tangential am PMSM, befindet sich das Netzteil der Komponente, das alle benötig-

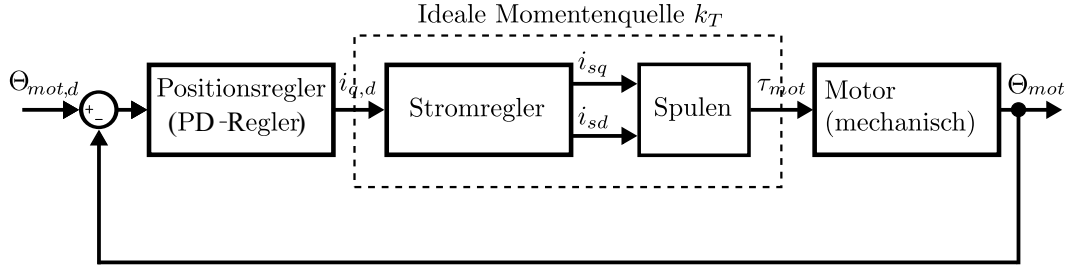


Abbildung 2.4: Blockschaltbild der kaskadischen Regelkreisstruktur der Motoren der Antriebseinheit

ten Betriebsspannungen aus der Versorgungsspannung $U_V = 24V$ erzeugt. Des Weiteren findet sich hier die Leistungselektronik, welche den geforderten Strom $i_{q,d}$ (Drehmoment) und die dazu nötige Kommutierung einstellt. Alle erwähnten Größen sind nochmals in Tabelle 2.1.1 zusammengefasst.

Vorhandene Regelstruktur

Die Regelstruktur jedes Motors ist kaskadisch gewählt und besteht aus zwei Regelkreisen, siehe Abbildung 2.4. Der äußere Regelkreis ist ein linearer Positionsregler, welcher dem innenliegenden Motorstromregler gewünschte Soll-Drehmomente $\tau_{mot,d}$ (desired) vorgibt. Für den Positionsregler ist in MATLAB/Simulink ein linearer PD- Regler (proportional- differential Regler) implementiert. Dieses Regelungskonzept verwendet den Fehler zwischen Motor-Soll- $\Theta_{mot,d}$ und Motor-Ist-position Θ_{mot} sowie die Motorgeschwindigkeit $\dot{\Theta}_{mot}$. Der Sollstrom ergibt sich zu

$$\tau_{mot,d} = K_p \cdot (\Theta_{mot,d} - \Theta_{mot}) + K_d \cdot \dot{\Theta}_{mot}. \quad (2.2)$$

Aufgrund von Reibung und anderen Störeinflüssen besitzt dieses System eine bleibende Regelabweichung. Eine ausführliche Darstellung dieses linearen Regelungskonzeptes wird von Lunze [27] gegeben.

Der innenliegende Motorstromregler der kaskadischen Regelstruktur basiert auf einem feldorientierten Regelungskonzept. Dieses besteht aus zwei PI- Reglern (proportional- integral Regler), wobei jeweils eine für die momentenbildenden Komponente des Stromes i_{sq} und einer für die feldbildende Komponente des Stromes i_{sd} verantwortlich ist. Führungsgröße des Systems ist der aus dem Solldrehmoment Sollmotorstrom $i_{q,d} = k_I \cdot \tau_{mot,d}$. Für die

Konstante k_I gilt $k_I = k_T^{-1}$ (siehe Tabelle 2.1.1). Eine ausführliche Darstellung dieses Regelungskonzeptes wird von Quang und Dittrich [37] präsentiert. Der Regeltakt des Motorstromreglers wurde auf 100 kHz festgesetzt. Der übergeordnete Positionsregler wird im 3 kHz - Takt betrieben.

2.1.2 Aufbau und Funktion des Werkzeuges

Das auswechselbare Werkzeug (siehe Abbildung 2.1) lässt sich systematisch weiter in 5 Einzelkomponenten zerlegen.

1. Die Werkzeugschnittstelle
2. Der Schaft
3. Das Handgelenk
4. Der Kraft-Moment Sensor
5. Die Greifer

Die Werkzeugschnittstelle stellt eine Steckverbindung dar, welche ein leichtes An- und Abkoppeln des Werkzeuges an die Antriebseinheit ermöglicht (Abbildung 2.5).



Abbildung 2.5: Zwei Ansichten der Werkzeugschnittstelle der MICA, entnommen aus Thielmann et al. [49] und [48]

Die Schnittstelle ist dabei von elektrischer und mechanischer Natur. Vorverstärkte, AD- gewandelte Sensorsignale des Kraftsensors in der Instrumentenspitze werden hier über eine elektrische Kontaktstelle via Spacewire zur Auswertung auf den

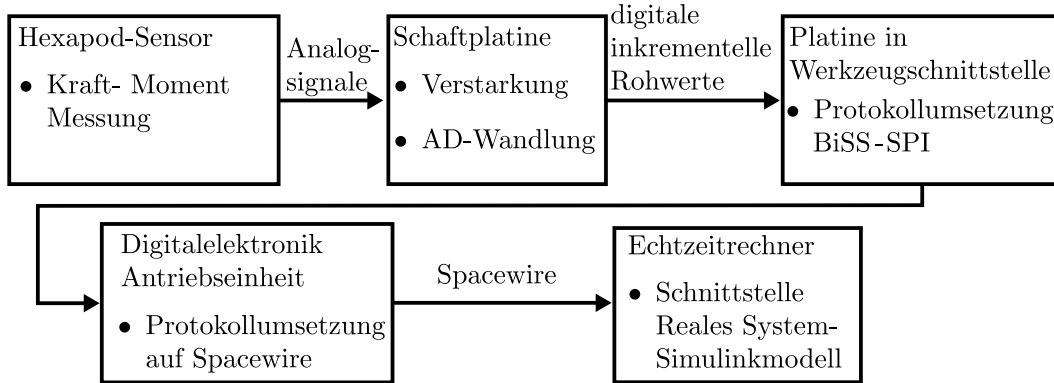


Abbildung 2.6: Elektrischer Signalfluss der Kraftsensordaten in der MICA

Echtzeitrechner gegeben. Zuvor wird dieses Sensorsignal noch durch die Hexapodelektronik (Digitalelektronik des Sensors) verarbeitet, welche auf einer Platine an der Werkzeugschnittstelle sitzt (siehe Abbildung 2.2). Diese Verarbeitung beinhaltet eine Protokollumsetzung von BiSS in SPi. Der komplette Signalfluss der Sensordaten ist in Abbildung 2.6 nochmals schematisch gezeigt. Für die Bewegung der zwei Freiheitsgrade des Gelenkes am Endeffektor, q_8 und q_9 , werden U-förmige gespannte Seilzüge verwendet. Beide Seilzüge und das einzelne Seil des Greifers werden jeweils über zwei Umlenkrollen (siehe Abbildung 2.7) in den Schaft des Werkzeuges bis vor zum Gelenk geführt. Den mechanischen Teil der Kontaktstelle stellen drei Umlenkeinheiten dar (siehe Abbildung 2.5 und schematisch in Abbildung 2.7), welche die translatorischen Bewegungen der Schubstangen auf eine Bewegung der Seile übertragen. Aufgrund unterschiedlicher Radien $r_{Schubst,i}$ und $r_{Seil,i}$ wird die Bewegung an den Umlenkeinheiten gemäß dem Verhältnis der Radien,

$$\begin{aligned}
 \frac{x_{Schubst,i}}{r_{Schubst,i}} &= \frac{x_{Seil,i}}{r_{Seil,i}} \\
 x_{Seil,i} &= x_{Schubst,i} \cdot \frac{r_{Seil,i}}{r_{Schubst,i}} \quad i \in \{1, 2, 3\}
 \end{aligned} \tag{2.3}$$

übersetzt. Für die Aktuierung des Greifers am Endeffektor wird ein einzelnes Seil verwendet.

Die speziell gewählte Konstruktion zwischen Umlenkeinheit und Seilzügen hat zur Folge, dass die Bewegung eines Freiheitsgrades am Gelenk zu einer gekoppelten Bewegung beider Seilzüge beziehungsweise beider Umlenkeinheiten führt.

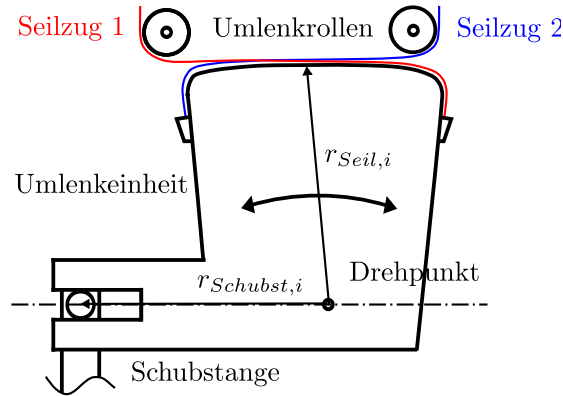


Abbildung 2.7: Prinzipieller Aufbau der Werkzeugschnittstelle zwischen Schubstangen und Seilzug

Dieser Sachverhalt ist in Abbildung 2.8, unten gezeigt. Seilzug 1 wird am Gelenk von links unten nach rechts oben (und umgekehrt) geführt. Dies bedeutet, dass beide Seilzüge mit einem Ende an Umlenkeinheit 1 und dem anderen Ende an Umlenkeinheit 2 befestigt sind. Dadurch wird sichergestellt, dass bei der Bewegung des Gelenkes keine Verkürzung oder Verlängerung des Abstandes zwischen Umlenkeinheit und Greifer entsteht (Vergleich von Abbildung 2.8, oben und unten).

Distal des Handgelenks sitzt der am DLR entwickelte Kraftsensor [43], der Kräfte und Momente in allen Richtungen sowie die zusätzlich aufgebrachte Greifkraft erfassen kann. Die Sensordaten werden von einer Platine verstärkt und AD-gewandelt (Protokoll: SPi), welche sich im $l_{\text{Schaft}} = 30 \text{ cm}$ langen Schaft mit Durchmesser $d_{\text{Schaft}} = 10 \text{ mm}$ des Instrumentes befindet. Die Interaktionskräfte sowie die Greifkraft $F_{2,3}$ werden auf maximal $F_{2,3} = 10 \text{ N}$ festgelegt (siehe Abbildung 2.9). Aus den geometrischen Verhältnissen ergeben sich damit, dass die aufzubringende Kraft im Seilzug $F_{m,1,2} \approx 100 \text{ N}$ beträgt, sowie die Kraft des Greiferseil ca. $F_{m,3} \approx 60 \text{ N}$ beträgt. Diese Abschätzung der wirkenden Kräfte wurde aus Thielmann et al. [49] entnommen. Alle eingeführten Größen sind noch mal in Abbildung 2.9 dargestellt.

Das Greiferseil (Kraft $F_{m,3}$) wird innerhalb des Sensors um Umlenkrollen geführt und über eine entsprechende Lagerung unterhalb des Sensors abgestützt. Damit wird verhindert, dass diese Kräfte auf dem Sensor sichtbar sind. Eine detaillierte Erklärung dieses patentierten Verfahrens findet der interessierte Leser in der Arbeit von Seibold et al. [43]. Alle eingeführten Größen der Werkzeugschnittstelle und des Greifers sind nochmals in Tabelle 2.1.2 zusammengefasst.

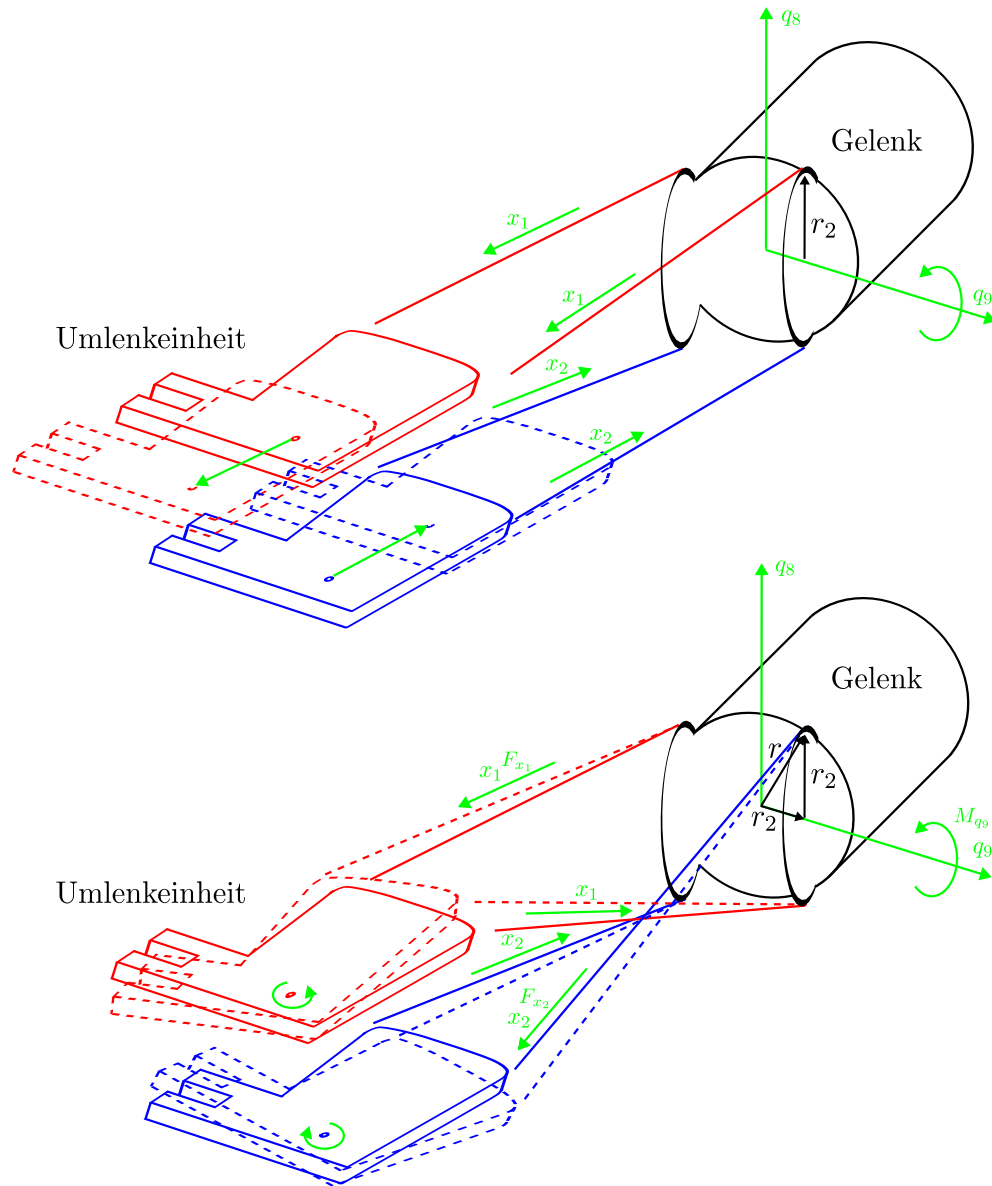


Abbildung 2.8: Oben: Bei einer Bewegung um q_9 wird der Abstand zwischen Gelenk und Umlenkeinheit kürzer (blau) beziehungsweise länger (rot).

Unten: Bei einer Bewegung um q_9 bleibt der Abstand zwischen Gelenk und Umlenkeinheit gleich, da durch die spezielle Seilführung die Umlenkeinheiten rotatorisch bewegt werden.

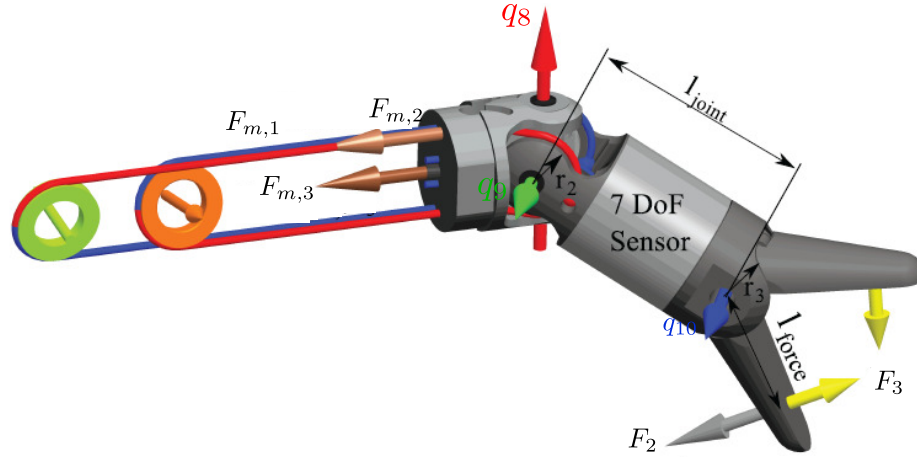


Abbildung 2.9: Relevante Größen des Gelenks, des Greifers und der Seilführung am Endeffektor der MICA, entnommen aus Thielmann et al. [49]

Werkzeugschnittstelle			Greifer		
Größe	Wert	Einheit	Größe	Wert	Einheit
$r_{Schubst,12}$	11	mm	l_{force}	9,65	mm
$r_{Seil,12}$	13,35	mm	l_{joint}	18,82	mm
$\eta_{U,12}$	1,2	—	r_2	2,95	mm
$r_{Schubst,3}$	7,75	mm	r_3	3,25	mm
$r_{Seil,3}$	9,25	mm	$q_{8,max}$	$\pm 0,7$	rad
d_{Schaft}	10	mm	$q_{9,max}$	$\pm 0,7\pi$	rad
l_{Schaft}	300	mm	$q_{10,max}$	$0 - 1,22$	rad
$x_{1,2,max}$	$\pm 4,13$	mm	$F_{2,3}$	10	N
$l_{1,2}$	350	mm	$F_{m,1,2}$	100	N
l_3	300	mm	$F_{m,3}$	60	N

Tabelle 2.2: Relevante Daten des Werkzeuges

2.2 Stand der Technik: Modellierungsverfahren

Wie bereits in Abschnitt 2.1 erläutert, besteht das Instrument MICA aus mehreren verschiedenen Komponenten, welche bereits häufig in verwandten Applikationen eingesetzt und modelliert wurden. Hierzu soll dieser Abschnitt Stellung

nehmen, in dem er ausgewählte Modellierungsverfahren vorstellt.

Der Aufbau dieses Abschnittes ist in Anlehnung an die physikalische Struktur des Instrumentes gewählt. Daher werden zunächst in Unterabschnitt 2.2.1 Methoden zur Modellierung permanenterregter Synchronmaschinen vorgeschlagen. Anschließend folgt ein kurzer Abschnitt bezüglich der Modellierung von Kugelspindeltrieben in 2.2.2, gefolgt von bekannten Methoden zur Modellierung der Kraftübertragung in seilgetriebenen Mechanismen in Abschnitt 2.2.3.

Da Reibung generell in bewegten Systemen auftritt, ist abschließend in Unterabschnitt 2.2.4 ein Überblick über relevante Reibmodelle gegeben.

2.2.1 Modellierung von permanenterregten Synchronmaschinen

Albu-Schäffer [4] beschreibt eine PMSM, welche mittels einem feldorientierten Regelungskonzept [37] geregelt wird als System 1ter Ordnung,

$$\frac{\tau_{mot,d}(s)}{i_{sq,d}} = \frac{k_T}{1 + t_{mot} \cdot s} \left[\frac{Nm}{A} \right]. \quad (2.4)$$

Allerdings beschreibt er weiter, dass wenn die Übergangszeit der geregelten Motoren t_{mot} signifikant kleiner ist (zwei Größenordnungen) als die Übergangszeit übergeordneter Regelkreise, so kann der geregelte Motor für diese übergeordneten Kreise und deren Auslegung als ideale Drehmomentquelle idealisiert werden. Für eine ideale Drehmomentquelle gilt der lineare Zusammenhang

$$\tau_{mot,d} = k_T \cdot i_{sq,d} \quad (2.5)$$

Die Konstante $k_T \left[\frac{Nm}{A} \right]$ ist dabei die Motorkonstante und stellt eine spezifische Kenngröße eines PMSM dar. Gleiche Annahme wird ebenfalls von Le-Tien [26] getroffen. Bei dieser Idealisierung wird also die Dynamik des Stromes vernachlässigt. Für die Identifikation von nichtlinearen Störeffekten wie Motorreibung und Motorrippel (siehe nächster Absatz) modelliert Chen et al. [9] die Dynamik des Strangstromes eines PMSM mit. Gleiches gilt für Chen et al. [8], welcher die Positioniergenauigkeit eines hochdynamischen Antriebes einer Werkzeugmaschine untersucht.

In allen hier bereits erwähnten Arbeiten stellen Motorrippel ein wichtiger, nicht

zu vernachlässigender Effekt dar, den es gilt bei der Modellierung eines PMSM abzubilden. Daher beschäftigt sich der nächste Absatz etwas genauer mit diesem Effekt.

Ein weitere, nicht zu vernachlässigender Störeffekt stellt das bei Bewegung auftretende Reibmoment dar. Unterschiedliche Ansätze zur Modellierung von Reibung sind in Unterabschnitt 2.2.4 gegeben.

Modellierung von Motorrippeln

Obwohl eine PMSM einige Vorteile gegenüber einem Gleichstrommotor aufweist, verursacht sie häufig einen unerwünschten Effekt, der unter dem Begriff Motorrippel zusammengefasst wird. Bei der Synchronmaschine ist der Polradspannungsverlauf (EMK) aufgrund von Erregerfeld- und Nutoberwellen nicht sinusförmig. Dadurch ist das erzeugte Drehmoment nie exakt unabhängig von der momentanen Lage des Polrades. Drehmomente in Abhängigkeit von der Polradlage nennt man Rippel- oder Pendelmomente und sind meist unerwünscht. Diese Rippelmomente wirken sich als positionsabhängige Drehmoment-Oberwellen im Motormoment und respektiv im Motorstrom aus. Sie können einerseits Geräusche verursachen und andererseits eine nicht akzeptable Drehzahlschwankung zur Folge haben. Drehmoment-Oberwellen werden bei niedrigen Drehzahlen hauptsächlich vom Motor hervorgerufen. Sie sind von der Geometrie des Motors und seiner Ansteuerung und Regelung abhängig. Die Ursachen lassen sich mit den drei Anteilen des Drehmomentes einer Synchronmaschine einteilen in:

- Das Rastmoment (cogging torque)
- Das Reluktanzmoment
- Das elektromagnetische Moment

Das Rastmoment liegt in einer ständigen Änderung des Luftspalts zwischen den Magneten und dem Stator aufgrund der Zahn-Nut Geometrie begründet. Dadurch variiert der magnetische Widerstand in Abhängigkeit der momentanen Position, was eine Variation der Kraft auf Rotor in Abhängigkeit der Position bedeutet. Dieser Effekt wird vor allem bei sehr niedrigen Geschwindigkeiten deutlich, da hier der magnetische Widerstand einen größeren Einfluss besitzt. Darüber hinaus tritt das Rastmoment charakteristisch pro Umdrehung beim kleinsten ge-

meinsamen Vielfachen von Polpaarzahl und Zahnzahl des Motors auf, siehe beispielsweise [7] oder [15]. Die Frequenz des Rastmoments ergibt sich damit zu

$$f_{Cogging} = LCM(N_{Slots}, N_{Pols}). \quad (2.6)$$

Mit der Abkürzung LCM (least common multiple) ist hier das kleinste gemeinsame Vielfache der Anzahl der Zähne N_{Slots} und der Anzahl der Polpaare N_{Pols} gemeint.

Die zweite Komponente, das Reluktanzmoment, ist proportional zur Differenz der Induktivitäten in Längs- (feldbildende Komponente) und Querrichtung (momentenbildende Komponente) sowie dem Produkt aus Längs und Querstrom. Dies resultiert in einer Wechselwirkung zwischen Rotorgeometrie und Statorfeld. Ursachen sind ein nicht ideal- sinusförmiges Statorfeld (Kommutierung) sowie eine nicht ideal sinusförmige Änderung der Induktivitäten zwischen Längs- und Querachse. Eine nicht sinusförmige Kommutierung kann aus nicht optimierten Zahnprofilen, Profilvariationen aufgrund Fertigungstoleranzen oder Fehler in der Positionsmessung resultieren [25]. Aufgrund dessen versucht sich der Rotor je nach Position in einen energetisch günstigen Zustand zu bringen. Festzuhalten ist, dass dieses Moment damit ebenfalls lageabhängig ist und als Vielfaches der Polpaarzahl oder Zahnzahl auftritt.

Eine weitere Komponente resultiert aus dem erzeugten elektromagnetischen Moment selbst. Das elektromagnetische Moment ergibt sich aus dem Produkt der Polradspannung und des Querstroms und ist damit eine Wechselwirkung zwischen Rotor- und Statorfeld. Aufgrund nicht ideal sinusförmiger beziehungsweise trapezförmiger Polradspannung und nicht ideal sinusförmigen beziehungsweise blockförmigen Strangstrom entstehen Oberwellen im Drehmoment.

Ein vorgeschlagener Ansatz zur Modellierung der Drehmoment-Oberwellen von Chen et al. [9] oder Hartman und Lorimer [15] stellt sich als k überlagerte Sinusschwingungen in Abhängigkeit der aktuellen Position dar,

$$\tau_{mot,Rippel}(\dot{\Theta}_{mot}, \Theta_{mot}) = \sum_{i=1}^k A_i(\Theta_{mot}) \sin(f_i \cdot \Theta_{mot} + \phi_i). \quad (2.7)$$

Graphisch lassen sich die Drehmoment-Oberwellen der Motorrippel wie in Abbildung 2.10, oben gezeigt darstellen. Charakteristisch für die Drehmoment-Oberwellen ist das diskontinuierliche Periodenspektrum, in welchem die Frequenzen der Oberwellen deutlich werden (siehe Abbildung 2.10, links).

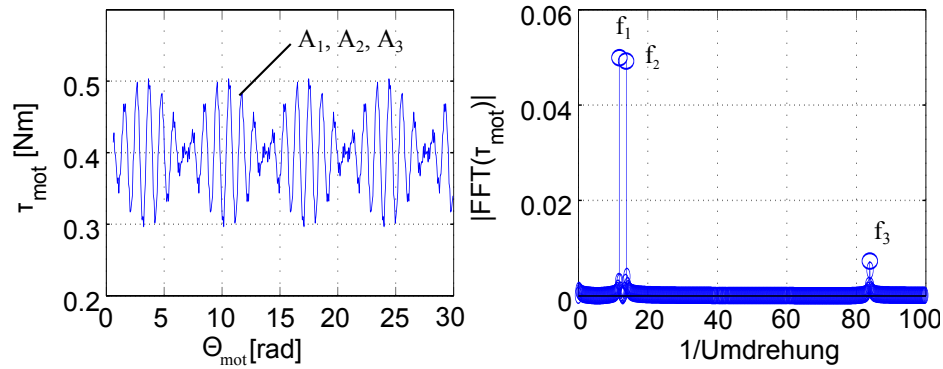


Abbildung 2.10: Links: Schematische Darstellung der Drehmomentoberwellen. **Oben:** Verlauf des Motormoments τ_{mot} über der momentanen Position Θ_{mot} . **Rechts:** Periodenspektrum des Motormoments τ_{mot} zur Identifizierung der charakteristischen Frequenzen

2.2.2 Modellierung von Kugelspindeltrieben

Beim Einsatz von Kugelspindeltrieben in hochdynamischen Antrieben wird diese Komponente oft als elastische Übertragungsstrecke zwischen Motor und dem nachstehenden Linearschlitten modelliert. Untersuchungen von Bartos [5], Cheng [10] oder Ramesh et al. [38] ergaben, dass wenn das Verhältnis zwischen abtriebsseitiger Last (Linearschlitten) und Motorträgheit größer als drei ist, muss die Übertragungsstrecke als elastisch modelliert werden.

Zu der Verwendung von Kugelspindeltrieben in Antrieben mit niedriger Dynamik wurde im Rahmen dieser Arbeit keine relevante Literatur gefunden.

2.2.3 Modellierung von Übertragungsstrecken mit Seilen

In vielen robotischen Applikationen werden zur Übertragung der Kräfte über mehrere kleine Gelenke Seile verwendet. Zu nennende Applikationen sind beispielsweise robotische Hände oder Endeffektoren für die minimal invasive robotische Chirurgie. Der zunächst einfachste Ansatz ist die Modellierung der Seile als lineare Feder mit mechanischer Steifigkeit und mechanischer Dämpfung wie von Lawrence [25] oder Mahvash und Okamura [29] vorgeschlagen. Mehr ausgefeiltere Modellierungsansätze betrachten Seile nicht als einen masselosen Körper dem eine gewisse Steifigkeit und Dämpfung zugeordnet wird, sondern als Gesamtheit vieler infinitesimal kleiner Teilchen mit elastischen Eigenschaften. So wird von Johnstun und Smith [19] ein Ansatz formuliert, der ein Modell in Anleh-

nung an eine hydraulische Übertragungscharakteristik erzeugt. In diesem werden die Größen Geschwindigkeit und Kraft an einem Ende des Seiltriebs über eine Transformationsvorschrift im Laplacebereich auf die Abtriebsseite transformiert. In diese Transformationsvorschrift gehen unter anderem die normierte Dämpfung und Steifigkeit sowie die Seillänge und die Materialdichte ein.

Ein anderer Ansatz von Palli und Melchiorri [35] modelliert die Änderung der Seilspannung und Seildehnung über die Zeit bei Ausführung einer Bewegung mit Hilfe einer Zustandsgleichung. Dieses Modell beschreibt das Übertragungsverhalten zwischen Seilspannung am Anfang und Ende des Seils wobei vor allem die Reibung an den Umlenkrollen eine entscheidende Rolle spielt. Palli und Melchiorri [35] berichten weiter, dass die Seillänge die Übertragungscharakteristik nicht weiter beeinflusst. Der Umschlingungswinkel an den Umlenkstellen jedoch soll ihnen zufolge allerdings einen großen Einfluss besitzen.

Die Übertragungscharakteristik eines Seiltriebes wird sichtlich von einer großen Anzahl an relevanten Größen beeinflusst. Daher muss später evaluiert werden, welche Effekte im Modell abgebildet werden sollen und damit, welcher der hier präsentierte Ansatz der passende ist.

2.2.4 Modellierung der Reibung

Reibung ist ein Phänomen, das auftritt wenn zwei miteinander in Kontakt stehende Grenzflächen relativ zueinander bewegt werden. Dieses Phänomen wirkt sich vor allem in unerwünschten Grenzyklen, Hysterese-Erscheinungen und Stick-Slip-Bewegungen aus. Zur Realisierung von vielen Regelungsverfahren ist es wichtig, das wirkende, meist nichtlineare Reibmoment zu identifizieren und wenn nötig zu kompensieren. Methoden zur modellbasierten Reibungskompensation werden von Mahvash und Okamura [29], von Lampaert [24] oder von Tjahjowidodo et al. [50] vorgeschlagen. Für diese Art der Reibungskompensation, aber auch für die Modellierung des dynamischen Verhaltens eines reibungsbehafteten Systems sind Modelle notwendig, welche die Abhängigkeiten entsprechend abbilden und so in die Modellierung des Gesamtsystems mit einbringen. Hierzu werden im Weiteren zwei Reibungsmodelle näher beleuchtet.

Statisches Reibungsmodell

Nach Lampaert [24], Tjahjowidodo et al. [50], Albu-Schäffer [4] und Le-Tien [26] gehören die coulombsche, die viskose, die lastabhängige und die Stribeck-Reibung zum Begriff der statischen Reibmodelle.

Die coulombsche Reibung, auch unter trockener Reibung bekannt, berechnet sich aus der Normalkraft und dem entsprechenden Koeffizienten der Reibpaarung μ . Sie gilt als konstant und wirkt der Bewegung entgegen. Damit stellt sich die coulombsche Reibung als ein konstantes Reibmoment dar, dessen Vorzeichen abhängig von der Motorgeschwindigkeit ist,

$$\tau_{CR} = \tau_C \cdot \text{sign}(\dot{\Theta}_{mot}). \quad (2.8)$$

Die viskose Reibung kann als ein lineares Dämpfungsglied im System betrachtet werden. Das vom linearen Dämpfungsglied entwickelte Drehmoment ist proportional zur Motorgeschwindigkeit. Für den Fall der viskosen Reibung gilt damit

$$\tau_{VR} = d_{visk} \cdot \dot{\Theta}_{mot}. \quad (2.9)$$

Die lastabhängige Reibung beschreibt ein Reibmoment, welches von der abtriebsseitigen Belastung abhängig ist. Diese Reibmoment ist proportional zum wirkenden Drehmoment im Motor τ_{mot} mit

$$\tau_{LR} = \tau_l \cdot |\tau_{mot}|. \quad (2.10)$$

Die Stribeck-Reibung tritt bei kleinen Motorgeschwindigkeiten direkt nach der Überwindung des Losbrechmomentes $\tau_h \cdot \text{sign}(\tau_{mot})$ auf. Die Reibung nimmt mit stetig steigender Motorgeschwindigkeit bis auf den Betrag der coulombschen Reibung ab. Dieses Phänomen kann man durch das Stribeckmodell

$$\tau_{STR} = (\tau_h - \tau_C) \cdot e^{-|\frac{\dot{\Theta}_{mot}}{\dot{\Theta}_C}|^\gamma} \text{sign}(\dot{\Theta}_{mot}) \quad (2.11)$$

beschreiben. $\dot{\Theta}_C$ beschreibt eine kleine konstante Motorgeschwindigkeit und γ ein konstanter Skalar.

Zusammengefasst lässt sich das im Betrieb entstehende Reibmoment zu

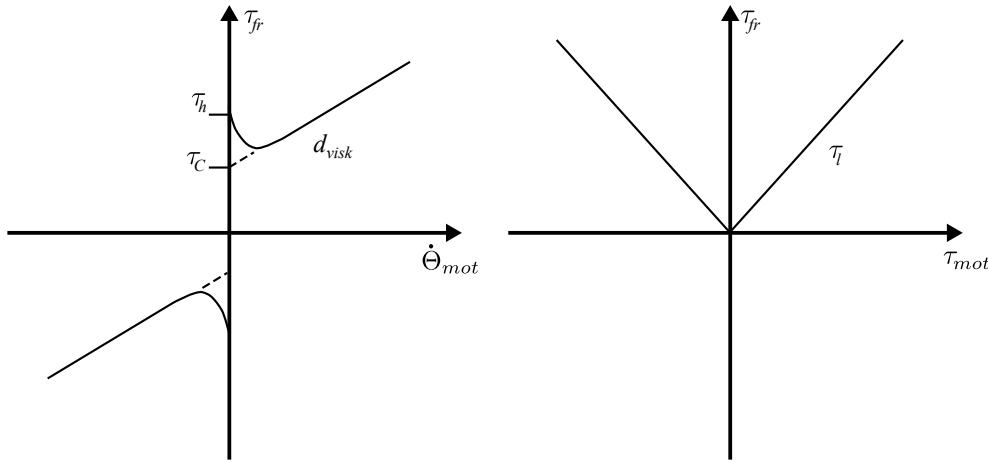


Abbildung 2.11: Links: Kombination der statischen Reibmodelle. Links: Coulombsche, viskose und Stribeck- Reibung $\tau_{CR} + \tau_{VR} + \tau_{STR}$. **Rechts:** Lastabhängige Reibung τ_{LR}

$$\tau_{fr} = \tau_{CR} + \tau_{VR} + \tau_{LR} + \tau_{STR} \quad (2.12)$$

definieren. Veranschaulicht werden die beschriebenen Reibmodelle durch Abbildung 2.11.

Bei der Simulation von sehr steifen Systemen (hohe Steifigkeit, geringe Masse) kann der Ansatz eines statischen Reibmodells aufgrund der *sign*- Funktion und der zur Simulation notwendigen zeitlichen Diskretisierung zu instabilem Verhalten führen. Unter anderem aus diesem Grund ist die Modellierung der Reibung mit Hilfe eines dynamischen Ansatzes in solchen Fällen sinnvoller. Diese Art von Reibmodell ist Gegenstand des nächsten Absatzes.

Dynamisches Reibmodell - LuGre Modell

Bei sehr kleinen Geschwindigkeiten, beispielsweise in hochgenauen Positionierungsaufgaben, genügt das statische Reibmodell nicht mehr, da es die vorkommenden Effekte nicht korrekt abbildet. In diesen Fällen ist ein dynamisches Reibmodell notwendig. In dieser Arbeit wird im Weiteren das LuGre-Modell (siehe Le-Tien [26] oder Tjahjowidodo et al. [50]) vorgestellt, welches sich vor allem durch die gute Abbildung der Hysterese, der Veränderung des Losbrechmomentes sowie Stick-Slip-Bewegungen auszeichnet. Das LuGre-Modell,

$$\tau_{fr} = \sigma_0 \cdot z + \sigma_1 \cdot \dot{z} + d_{visk} \cdot \dot{\Theta}_m, \quad (2.13)$$

$$\dot{z} = \dot{\Theta}_m - \frac{|\dot{\Theta}_m|}{\tau_C} \sigma_0 \cdot z, \quad (2.14)$$

ist eine Differentialgleichung mit der inneren Zustandsgröße z . σ_0 und σ_1 werden Steifigkeitskoeffizienten genannt. Für das dynamische Reibmodell ist die Kenntnis der Koeffizienten des statischen Reibmodells nötig, daher ist bei der Identifikation zuerst das statische Reibmodell zu identifizieren, bevor das dynamische identifiziert wird. Als weitere relevante dynamische Reibmodelle finden sich das Dahl-Modell [11], das Leuven-Modell [45] oder das Maxwell-Modell [2].

2.3 Verwendete Verfahren zur Regelung

In diesem Abschnitt sollen zwei Verfahren zur Regelung des Instruments MICA vorgestellt werden, welche während der Arbeit an dieser Diplomarbeit implementiert und getestet wurden. Zunächst wird in Unterabschnitt 2.3.1 eine Methode vorgestellt, die mit Hilfe eines Kalman Filters eine Alternative zur Bestimmung der Motorgeschwindigkeit $\dot{\Theta}_{mot}$ bieten soll. Anschließend soll in Unterabschnitt 2.3.2 der Einstieg in eine Impedanzregelung für das Instrument gegeben werden.

2.3.1 Schätzung der Motorgeschwindigkeit - Kalman Filter

In Abschnitt 2.1 wurde erläutert, dass die Motorgeschwindigkeit momentan aus der Motorposition durch numerisches ableiten bestimmt wird. Durch das Bilden der numerischen Ableitung werden im Allgemeinen hochfrequente Signalanteile (Rauschen des (hier) Positionssignals) verstärkt, was hinsichtlich einer Regelung unerwünscht ist. Da die Motorgeschwindigkeit $\dot{\Theta}_{mot}$ zur Regelung verwendet wird (siehe Unterabschnitt 2.1.1), ist eine Tiefpassfilterung des abgeleiteten Signals notwendig. Diese Tiefpassfilterung bewirkt, dass das Geschwindigkeitssignal danach eine merkliche Phasendifferenz gegenüber dem eigentlichen Signal besitzt und damit die Reglerverstärkungen nur limitiert erhöht werden können.

Mit der Methode von Tobergte et al. [51] ist es theoretisch möglich, aus gemessener Beschleunigung und Position die dazugehörige Geschwindigkeit zu schätzen in

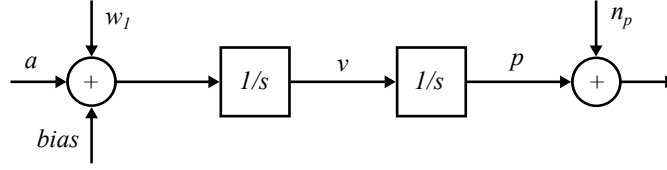


Abbildung 2.12: Blockschaltbild des Modells zur Implementierung und Auslegung des Kalman Filters

dem man ein lineares Kalman Filter verwendet. Das lineare Kalman Filter gehört zur Klasse der linearen Zustandsbeobachter, deren Verstärkungsmatrix mit Hilfe eines Zustandsraummodells ausgelegt wird. Bei dem Zustandsraummodell hier (Blockschaltbild siehe Abbildung 2.12) wird durch zweimalige Integration des Beschleunigungssignals a die Position p generiert. Die Integration eines gemessenen Beschleunigungssignals ist mit einem Drift der Position verbunden, da der Beschleunigungssensor meist einen konstanten Anteil (*bias*) besitzt. Dieser erzeugt bei der Integration einen Drift. Bei der verwendeten Methode [51] hingegen wird dieser *bias* ebenfalls als Systemzustand mitgeschätzt und kann so herausgerechnet werden.

Das Zustandsraummodell für die Auslegung des Kalman Filters liegt das in Abbildung 2.12 gezeigte Blockschaltbild zu Grunde und hat die Form

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{b} \cdot a + \mathbf{N}w \\ \mathbf{y} &= \mathbf{c} \cdot \mathbf{x} + v.\end{aligned}\tag{2.15}$$

Dabei finden sich die Matrizen/Vektoren aus Gleichung (2.15) zu

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{b} = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{N} = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}\tag{2.16}$$

$$\mathbf{c} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \end{pmatrix}.\tag{2.17}$$

Bei den Größen handelt es sich um den Zustandsvektor $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^3$ mit den Zuständen

$$\mathbf{x} = \begin{pmatrix} p & v & bias \end{pmatrix}^T,\tag{2.18}$$

die gemessene Beschleunigung a , den Vektor

$$\mathbf{w} = \begin{pmatrix} w_1 & w_2 \end{pmatrix} \quad (2.19)$$

der das Rauschen des Beschleunigungssensors (w_1 = Rauschen des Signals, w_2 = Rauschen des *bias*) enthält (hier: Prozessrauschen) und die sklare Größe v , welche das Rauschen des Positionssensors beschreibt (hier: Messrauschen).

Mit diesem Zustandsraummodell wird anschließend die Verstärkungsmatrix des Kalman Filter errechnet, welche sich durch Minimierung des quadratischen Fehlers zwischen echtem $y = p$ und geschätztem Ausgang $\hat{y} = \hat{p}$ berechnet. Durch die Kovarianzmatrizen für System- \mathbf{Q} und Messrauschen \mathbf{R} lässt sich das Rauschverhalten der Sensoren beschreiben und so kann ein für das reale System optimaler, linearer Zustandbeobachter erzeugt werden. Für tieferes Verständnis eines linearen Kalman Filters wird auf [28] verwiesen.

Die Ergebnisse der über dieses Verfahren geschätzten Motorgeschwindigkeit findet sich in Kapitel 7, Abschnitt 7.1.

2.3.2 Kraft-/Impedanzregelung der Antriebseinheit

Wie bereits in der Motivation der Arbeit (Kapitel 1, Abschnitt 1.2) soll über den Kraftsensor an der Instrumentenspitze der Regelkreis für das System geschlossen werden um so eine Impedanzregelung für das Instrument zu realisieren.

Grundlage einer Impedanzregelung ist eine Zustandsrückführung der Form

$$F_{mot,d} = r \cdot u + (1 - r) \cdot F_{Sens}, \quad (2.20)$$

wobei r eine positive Verstärkung darstellt, u einem weiteren Krafteingang entspricht und F_{sens} die gemessene Kraft des Kraftsensors verkörpert. Das System, welches über das Regelgesetz (2.20) geregelt wird, soll hier zu Veranschaulichung ein einfaches System einer von der Motorkraft $F_{mot,d}$ bewegten Masse M sein, deren Bewegung die Reibkräfte F_{fric} entgegenwirken,

$$M \cdot \ddot{x} + F_{fric} + F_{Sens} = F_{mot,d}. \quad (2.21)$$

Wenn der Kraftsensor an dieser Masse eine Kraft F_{Sens} misst, so wirkt diese Kraft ebenfalls auf die Masse ein und muss deshalb in Gleichung (2.21) berücksichtigt

werden. Bei nicht rücktreibbaren Systemen würde eine von außen aufgebrachte Kraft vom Sensor zwar erfasst, jedoch würde die Masse M keine Bewegung ausführen. Dies lässt sich durch schließen des Regelkreises über das Reglergesetz (2.20) allerdings erreichen. Wenn man zunächst den zusätzlichen Krafteingang zu Null annimmt, $u = 0$, erreicht man mit dem so geschlossenen Regelkreis eine Kompensation der Masse und Reibung des Systems. Dies wird verdeutlicht durch die Gleichung des geschlossenen Regelkreises, Gleichung (2.20) in Gleichung (2.21),

$$\frac{M}{r} \cdot \ddot{x} + \frac{F_{Fric}}{r} = -F_{Sens}. \quad (2.22)$$

Man erkennt, dass die Masse sowie die Reibung um den Faktor r kompensiert werden. Diese Regelung kann als einfache Kraftregelung bezeichnet werden und schafft bei entsprechend hoher Wahl des Verstärkungsfaktors r das nicht rücktreibbare System rücktreibbar gemacht werden. Die Ergebnisse der in dieser Arbeit implementierten Kraftregelung sind in Kapitel 7, Abschnitt 7.2 gegeben. Bei der Impedanzregelung wird neben dieser Kompensation von Reibung und Masse ebenfalls die Nachgiebigkeit des Systems gesteuert. Verantwortlich hierfür ist eine überlagerte Positionsreglerschleife die auf dem zusätzlichen Krafteingang u liegt. Der Positionsregler wird hier als einfacher Proportionalregler angenommen, welcher solange eine Kraft erzeugt, wie die Differenz zwischen Soll- x_d und Istposition x ungleich Null ist. Das Reglergesetz lautet

$$u = F_p = -K_p \cdot (x_d - x). \quad (2.23)$$

Setzt man Gleichung (2.23) zusammen mit Gleichung (2.20) in Gleichung (2.21) ein, so erhält man die Gleichung des geschlossenen Regelkreises bei einer Impedanzregelung,

$$\frac{M}{r} \cdot \ddot{x} + \frac{F_{Fric}}{r} + F_{Sens} = -K_p \cdot (x_d - x). \quad (2.24)$$

Hier wird neben der Kompensation der Masse und Reibung ebenfalls die Einstellung der Steifigkeit durch die Verstärkung K_p des P -Regler deutlich, welcher als lineare Feder mit Steifigkeit K_p wirkt. Für genaueres ein Verständnis dieses Regelungsverfahrens wird auf das Werk von Albu-Schäffer [4] verwiesen. Die Ergebnisse dieses Regelungsverfahrens werden in Kapitel 7, Abschnitt 7.2 präsentiert.

Kapitel 3

Modellierung

Ziel der Modellierung ist es, den realen Sachverhalt eines Systems oder einer Komponente so zu abstrahieren, dass die interessierenden Effekte möglichst gut und genau abgebildet werden. Andere nicht relevante Effekte werden durch geeignete Idealisierungen vernachlässigt und damit später in der Simulation des Modellverhaltens nicht abgebildet. Der Simulation liegt dabei ein physikalisches Modell zu Grunde, welches über einen geeigneten Modellierungsansatz in ein mathematisches Modell überführt werden kann. Dies erfordert stets weitere Idealisierungen, die es erlauben, das reale Systemverhalten durch einfache Elemente zu approximieren. Das Modell und die zugehörigen Idealisierungen sind dabei stark von den zu untersuchenden Effekten abhängig. Interessieren die Translationen/Rotationen, welche durch Verformungen am Objekt entstehen, so werden die Bewegungsgleichungen meist mittels Methoden der Kontinuumsmechanik aufgestellt. Diese geht davon aus, dass ein Körper aus vielen, infinitesimal kleinen Partikeln/Volumina i besteht, welche eigene Materialeigenschaften wie Masse m_i und Steifigkeit E_i besitzen. Steht hingegen die Untersuchung der vergleichsweise großen Bewegungen des Gesamtsystems im Vordergrund, so bietet sich die Modellierung aller bewegten Körper i als Mehrkörpersystem an. Dies bedeutet, dass die Trägheitseigenschaften m_i und J_i der starren Körper konzentriert im Schwerpunkt vorliegen. Mit diesen und weiteren Idealisierungen, wie zum Beispiel der Approximation von linearen Federn als masselose Komponenten, werden dann die Bewegungsdifferentialgleichungen aufgestellt, welche das Verhalten des Körpers über der Zeit im gewählten Betriebspunkt beschreiben.

Für das in dieser Arbeit untersuchte minimal invasive Instrument MICA sind die makroskopischen Bewegungen des Endeffektors und aller beteiligten Kompo-

ten interessant, ohne dabei deren kleine Verformungen zu berücksichtigen. Daher wird für diese Arbeit das System MICA als Mehrkörpersystem modelliert. Mit den generierten Bewegungsgleichungen soll dann das dynamische Verhalten der Antriebseinheit der MICA und auch das dynamische Verhalten des Gesamtsystems (bestehend aus Antriebseinheit und Werkzeug) untersucht werden. Daher wird zunächst in Abschnitt 3.1 das Modell der Antriebseinheit hergeleitet. Anschließend folgt in Abschnitt 3.2 das Modell des Endeffektors, wobei in Abschnitt 3.3 über die Modellierung der Seile Endeffektor und Antriebseinheit aneinander gekoppelt werden und damit das Verhalten des Gesamtsystems beschrieben wird.

3.1 Modellierung der Antriebseinheit

In Abschnitt 2.1.1 wurde bereits die Regelstruktur der Antriebseinheit näher erläutert. Da der Regeltakt des Stromreglers hier signifikant höher ist als der Takt überlagerter Regelkreise (Stromregler 100kHz , Positionsregler 3kHz , siehe Abschnitt 2.1.1), kann daher in Anlehnung an den vorgeschlagenen Ansatz von [4] oder [26] aus Abschnitt 2.2.1 folgende vereinfachende Annahme für die Modellierung der Antriebseinheit angenommen werden:

Annahme 3.1 *Durch die gewählten Regelparameter des PI- Reglers ist die Stromregelschleife schnell genug, um die daraus resultierende Motorzeitkonstante t_{mot} der Motorübertragungsfunktion aus Gleichung (2.4) zu vernachlässigen. Der Motor kann damit als ideale Momentenquelle angenommen werden. Dadurch gilt ein verzögerungsfreier Zusammenhang für den Sollmotorstrom und das erzeugte Moment,*

$$\tau_{\text{mot},d,i} = k_{T,i} \cdot i_{sq,d,i}, \quad i \in \{1, 2, 3\} \quad \left[\frac{\text{Nm}}{\text{A}} \right]. \quad (3.1)$$

Bei den angegebenen Größen handelt es sich um die momentenbildende Komponente des Sollmotorstrom $i_{sq,d,i} \in \mathbb{R}$, die Motorkonstante $k_{T,i} \in \mathbb{R}$, welche für alle $i = 3$ Motoren als identisch angenommen wird und das generierte Motordrehmoment $\tau_{\text{mot},d,i} \in \mathbb{R}$.

Damit kann zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens der MICA das Motordrehmoment $\tau_{\text{mot},d,i}$ direkt als Eingangsgröße für jeden Motor angenommen werden. Des Weiteren wird damit gewährleistet, dass der gewählte Ansatz einer

kaskadierten Regelstruktur funktioniert.

Die Bewegungsgleichungen der Antriebseinheit lassen sich mit Hilfe des Drallsatzes um die Motorachse des i -ten Motors herleiten zu

$$\ddot{\Theta}_{mot,i} \cdot J_{mot,ii} = \sum_j \tau_{j,i}. \quad (3.2)$$

Die Motorträgheit $J_{mot,ii} \in \mathbb{R}$ soll im Weiteren für alle Motoren i als identisch angenommen werden, da folgende Annahme gilt:

Annahme 3.2 *Die drei Antriebmodule werden mit gleichen technischen Daten eingesetzt.*

Der Term $\sum_j \tau_{j,i}$ verkörpert dabei alle Momente die auf die Antriebsmodule einwirken. Dies ist zunächst das Moment aus dem geregelten Motor, welches sich anhand Annahme 3.1, Gleichung (3.1) ergibt. Darüber hinaus tritt beim bewegten Motor ein Reibmoment auf, welches der Bewegung entgegenwirkt. Zunächst soll für das Reibmoment $\tau_{mot,fr,i}$ hier ein statisches Reibmodell bestehend aus coulombscher und viskoser Reibung angenommen (siehe Abschnitt 2.2.4) werden mit

$$\tau_{mot,fr,i} = \tau_{C,i} \cdot \text{sign}(\dot{\Theta}_{mot,i}) + d_{visk,i} \cdot \dot{\Theta}_{mot,i}. \quad (3.3)$$

In den Bewegungsgleichungen des Motors sind ebenfalls die Drehmoment-Oberwellen aufgrund von Motorrippel zu berücksichtigen. Die mathematische Darstellung dieses Drehmomentes ist in Unterabschnitt 2.2.1 in Gleichung (2.7) beschrieben.

Damit sind alle Größen aus Gleichung (3.2) gegeben und die Bewegung des Motors kann mit folgender Gleichung beschrieben werden,

$$\tau_{mot,d,i} = \ddot{\Theta}_{mot,i} \cdot J_{mot,ii} + \tau_{mot,fr,i} + \tau_{mot,Rippel,i}(\dot{\Theta}_{mot,i}) + \tau_{mot,Seil,i}. \quad (3.4)$$

Das respektive Blockschaltbild dieser Komponenten ist in Abbildung 3.1 gezeigt. Das eingeführte Moment $\tau_{mot,Seil,i}$ ist erst für die Modellierung des Gesamtsystems relevant und stellt die Rückwirkung der Kraft in den Seilen dar. Für das Modell eines entkoppelten Motors, also ohne antriebsseitiges Werkzeug angekoppelt, ist dieses Moment zu vernachlässigen. Wie sich dieses Moment darstellt,

wird im Anschluss an die Modellierung des Endeffektors im nächsten Abschnitt gezeigt.

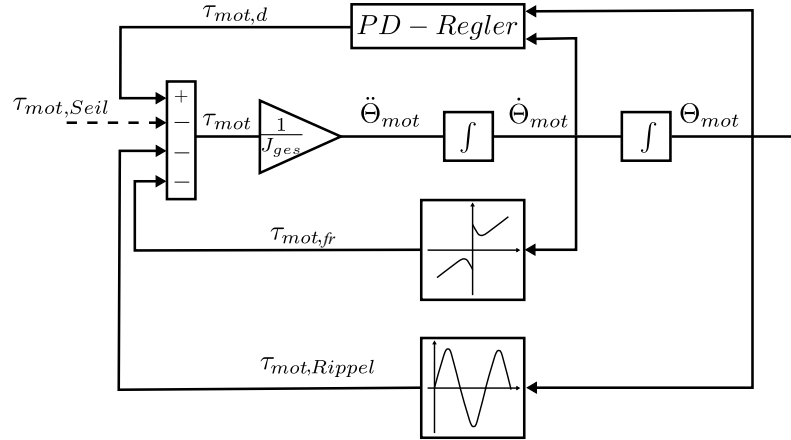


Abbildung 3.1: Blockschaltbild eines Antriebsmoduls zur Veranschaulichung der Bewegungsgleichung (3.4) eines Antriebsmoduls. Wobei Θ_{mot} die Motorposition darstellt, $\tau_{mot,fr}$ das wirkende Reib- und $\tau_{mot,Rippel}$ das wirkende Rippelmoment verkörpern. $\tau_{mot,Seil}$ stellt die Rückwirkung des Moments in den Seilen dar und ist bei der Modellierung eines Moduls zu vernachlässigen. $\tau_{mot,d}$ ist das vom PD-Regler kommandierte Moment

3.2 Modellierung des Endeffektors

Die abtriebsseitige Masse am Gelenk stellt der Endeffektor dar (Abbildung 3.2, links). Im System MICA ist dies die Instrumentenspitze welche aus dem Kraftsensor und den Branchen besteht. Der Endeffektor wird als Starrkörper (\mathbf{m}_E , \mathbf{M}_E) definiert, wobei die Masse und die Trägheit im Schwerpunkt des Körpers konzentriert angenommen werden. Die Bewegungsgleichungen des Endeffektors werden mit Hilfe des Newton-Euler-Formalismus [42] hergeleitet.

Der Endeffektor besitzt $f = 3$ Freiheitsgrade welche durch die verallgemeinerten Koordinaten

$$\mathbf{q} = \begin{pmatrix} q_8 \\ q_9 \\ q_{10} \end{pmatrix} \quad (3.5)$$

beschrieben werden.



Abbildung 3.2: Darstellung des Endeffektors zur Definition des Koordinatensystems, der Freiheitsgrade sowie der eingprägten Kräfte/Momente

Annahme 3.3 Die Bewegung der Branchen (Freiheitsgrad q_{10}) nimmt keinen Einfluss auf die Bewegung des Handgelenks (q_8, q_9).

Für die Modellierung der Bewegung des Endeffektors kann durch diese Annahme der Freiheitsgrad des Greifers q_{10} vernachlässigt werden. Damit reduziert sich die Anzahl der Freiheitsgrade auf $f = 2$ und der Endeffektor wird somit als bewegter, starrer Körper mit den zwei Freiheitsgraden q_8 und q_9 modelliert (siehe Abbildung 3.2).

Alle kinematischen Größen werden im Koordinatensystem K_I dargestellt. Die Lage und Orientierung eines Körpers werden durch den Ortsvektor zum Körperschwerpunkt sowie dessen Drehmatrix eindeutig beschrieben. Mit der Abkürzung $s_{q_k} = \sin(q_k)$ und $c_{q_k} = \cos(q_k)$ stellen sich für den Endeffektor zur Lage \mathbf{r}_E und Orientierung \mathbf{S}_E dar:

$$\mathbf{r}_E = \begin{pmatrix} c_{q_8} c_{q_9} l_{S_1} \\ s_{q_9} l_{S_1} \\ -s_{q_8} c_{q_9} l_{S_1} \end{pmatrix}, \quad \mathbf{S}_E = \begin{pmatrix} c_{q_8} c_{q_9} & -c_{q_8} s_{q_9} & s_{q_8} \\ s_{q_9} & c_{q_9} & 0 \\ -s_{q_8} c_{q_9} & s_{q_8} s_{q_9} & c_{q_8} \end{pmatrix} \quad (3.6)$$

Durch zweimaliges Ableiten des Ortsvektors aus Gleichung (3.6) ergibt sich die Beschleunigung des Endeffektors bezüglich seines Schwerpunktes,

$$\mathbf{a}_E = \mathbf{J}_{T,E} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \begin{pmatrix} -c_{q8}c_{q9}l_{S1}(\dot{q}_8^2 + \dot{q}_9^2) + 2s_{q8}s_{q9}l_{S1}\dot{q}_8\dot{q}_9 \\ -s_{q9}\dot{q}_9^2l_{S1} \\ s_{q8}c_{q9}l_{S1}(\dot{q}_8^2 + \dot{q}_9^2) + 2c_{q8}s_{q9}l_{S1}\dot{q}_8\dot{q}_9 \end{pmatrix}. \quad (3.7)$$

Dabei ist $\mathbf{J}_{T,E} \in \mathbb{R}^{3 \times 2}$ die Jacobimatrix der Translation,

$$\mathbf{J}_{T,E} = \begin{pmatrix} -s_{q8}c_{q9} \cdot l_{S1} & -c_{q8}s_{q9} \cdot l_{S1} \\ 0 & c_{q8} \cdot l_{S1} \\ -c_{q8}c_{q9} \cdot l_{S1} & s_{q8}s_{q9} \cdot l_{S1} \end{pmatrix}. \quad (3.8)$$

Die Winkelgeschwindigkeit ω_E sowie die Winkelbeschleunigungen α_E des Endeffektors ergeben sich zu:

$$\omega_E = \begin{pmatrix} s_{q8} \cdot \dot{q}_9 \\ \dot{q}_8 \\ c_{q8} \cdot \dot{q}_9 \end{pmatrix}, \quad \alpha_E = \mathbf{J}_{R,E} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \begin{pmatrix} c_{q8}\dot{q}_8\dot{q}_9 \\ 0 \\ -s_{q8}\dot{q}_8\dot{q}_9 \end{pmatrix} \quad (3.9)$$

$$\mathbf{J}_{R,E} = \begin{pmatrix} 0 & s_{q8} \\ 1 & 0 \\ 0 & c_{q8} \end{pmatrix}. \quad (3.10)$$

Damit sind alle kinematischen Größen bekannt. Zur Aufstellung der Bewegungsgleichungen fehlen nur noch die eingepprägten Kräfte und Momente. Diese finden sich zu

$$\mathbf{f}_E^e = \begin{pmatrix} 0 \\ -m_E \cdot g \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{l}_E^e = \begin{pmatrix} 0 \\ M_{q8} + M_{ext,q8} - \tau_{fr,8} \\ M_{q9} + M_{ext,q9} - \tau_{fr,9} \end{pmatrix}. \quad (3.11)$$

Für das Reibmoment $\tau_{fr,k}$ wird hier ebenfalls zunächst ein statisches Reibmodell angenommen (siehe Unterabschnitt 2.2.4).

Durch Anwendung des Newton-Euler Formalismus und des Prinzips von d'Alembert [42] lassen sich die Bewegungsgleichung für den Endeffektor in die Form

$$\mathbf{M}_E(\mathbf{q}) \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{k}_E(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{f}_E(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \quad (3.12)$$

bringen. Hier stellt $\mathbf{M}_E(\mathbf{q}) \in \mathbb{R}^{f \times f}$ die symmetrische und positiv definite Massenmatrix, $\mathbf{k}_E(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \in \mathbb{R}^f$ den Vektor der verallgemeinerten Kreisel-, Zentrifugal- und Coriolis-Kräfte und $\mathbf{f}_E(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \in \mathbb{R}^f$ den Vektor der verallgemeinerten eingepägten Kräfte und Momente dar. Die Größen aus Gleichung (3.12) finden sich zu

$$\mathbf{M}_E(\mathbf{q}) = \begin{pmatrix} m_E c_{q_9}^2 l_{S,E}^2 + J_{E,yy} & 0 \\ 0 & m_E l_{S,E}^2 + s_{q_8}^2 J_{E,xx} + c_{q_8}^2 J_{E,zz} \end{pmatrix}, \quad (3.13)$$

$$\mathbf{k}_E(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \begin{pmatrix} -2m_E s_{q_9} c_{q_9} l_{S,E}^2 \cdot \dot{q}_8 \dot{q}_9 \\ m_E s_{q_9} c_{q_9} l_{S,E} \cdot \dot{q}_8^2 \end{pmatrix}, \quad (3.14)$$

$$\mathbf{f}_E(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \begin{pmatrix} M_{q_8} + M_{ext,q_8} - \tau_{fr,9} \\ -m_E g c_{q_8} l_{S,E} + c_{q_8} (M_{q_9} + M_{ext,q_9} - \tau_{fr,9}) \end{pmatrix}. \quad (3.15)$$

Für den Endeffektor sind damit die Bewegungsgleichungen aufgestellt. Der nächste Abschnitt koppelt nun die einzeln modellierten Systeme, Antriebseinheit (Abschnitt 3.1) und Endeffektor aus diesem Abschnitt, über die Dynamik der Seile miteinander.

3.3 Modellierung des Gesamtsystems

Da es sich hier um ein Instrument für die robotergestützte Chirurgie handelt wird im Weiteren ein Modell in Anlehnung an die in der Robotik üblichen Modelle präsentiert. Das heißt, Antrieb und Abtrieb sind beides massebehaftete Segmente und werden über ein Gelenk mit einander verbunden, wobei zwischen Gelenk und Antrieb beim üblichen Roboter noch ein Getriebe sitzt. Zusätzlich ist in den Gelenken oft ein abtriebsseitiger Drehmomentsenor angebracht, siehe beispielsweise das System von Albu-Schäffer et al. [3] oder das von Hagn et al. [14]. Das Getriebe und der Sensor bringen eine nicht zu vernachlässigende Elastizität ins System die man bei dynamischen Betrachtungen des Systems unbedingt mit berücksichtigen muss, siehe Albu-Schäffer [4] oder Le-Tien [26]. Die Antriebseinheit, das Gelenk und das abtriebsseitige Segment stellen somit ein elastisch gekoppeltes Zweimassensystem dar. Die bereits erläuterte physikalische Struktur des Instrumentes MICA lässt einen ähnlichen Modellierungsansatz zu und wird damit im Weiteren als elastisch gekoppeltes Zweimassensystem betrachtet. Die

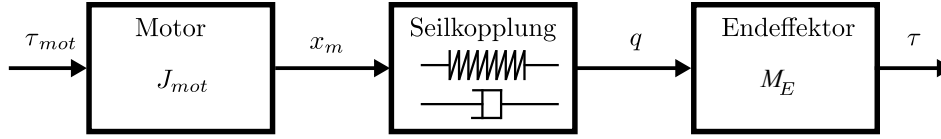


Abbildung 3.3: Schematische Darstellung der MICA. Elastische Kopplung der Seile zwischen Motorträgheit J_{mot} und Endeffektorträgheit M_E .

antriebsseitigen Massen stellen die Motoren, die Schubstangen und die Umlenkeinheiten dar, hier zusammengefasst zu $J_{mot} \in \mathbb{R}^{f \times f}$. Als abtriebsseitige Masse verbleibt die Trägheit des Greifers $M_E \in \mathbb{R}^{f \times f}$. Die elastische Kopplung stellen Seile dar. Diese Struktur ist in Abbildung 3.3 nochmals in einem Blockschaltbild zusammengefasst.

Wie aus Annahme 3.1 hervorgeht, kann für das systemdynamische Modell der MICA aufgrund einer sehr schnellen Stromregelung der Motor als ideale Drehmomentquelle angenommen werden. Damit kann als Eingangsgröße des dynamischen Systems direkt das jeweilige kommandierte Motormoment $\tau_{mot,d,i}$ des i -ten Motors angesetzt werden. Ausgangsgröße der Antriebseinheit stellt die Motorposition Θ_{mot} beziehungsweise die antriebsseitige Position der Schubstangen x_m nach dem Kugelspindeltrieb dar (Abbildung 3.3). Die Motorkraft wird über die Seile und das Gelenk an die abtriebsseitige Masse M_E des Endeffektors übertragen, wodurch sich der Endeffektor bewegt. Ausgangsgröße ist hier die abtriebsseitige Position q in Abtriebskoordinaten.

Die Seilzüge der MICA verkörpern die elastische Koppelung zwischen antriebsseitiger und abtriebsseitiger Trägheiten aneinander. In Abschnitt 2.2.3 wurden verschiedene Methoden vorgestellt, um die Übertragungscharakteristik von Seilen abzubilden. In dieser Arbeit hat man sich für die Modellierung dieser Übertragungsstrecke als lineare Feder mit Steifigkeit $K_{m,Seil} \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$ und Dämpfung $D_{m,Seil} \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$ entschieden.

Annahme 3.4 *Die drei Seile der MICA werden mit gleichen technischen Daten eingesetzt.*

Annahme 3.5 *Die drei Motoren können als von einander entkoppelte Systeme betrachtet werden und beeinflussen sich daher gegenseitig nicht bei der Bewegung einzelner oder aller Motoren.*

Mit diesen Annahmen können die Steifigkeitsmatrix $K_{m,Seil} \in \mathbb{R}^{f \times f}$ und die Dämpfungsmatrix der Seile $D_{m,Seil} \in \mathbb{R}^{f \times f}$ als Diagonalmatrizen angenommen

werden,

$$\mathbf{K}_{m,Seil} = \text{diag}\{k_{m,Seil,k}\} \begin{bmatrix} N \\ m \end{bmatrix}, \quad (3.16)$$

$$\mathbf{D}_{m,Seil} = \text{diag}\{d_{m,Seil,k}\} \begin{bmatrix} Ns \\ m \end{bmatrix} \quad \text{für } k = \{1, \dots, f\}. \quad (3.17)$$

wobei die Diagonalelemente identisch sind. Die durch die Seile übertragene Kraft $\mathbf{F}_{m,elas}$ berechnet sich mit der gewählten Modellierungsart nach dem linearen Federgesetz zu

$$\mathbf{F}_{m,elas} = \mathbf{K}_{m,Seil} \cdot (\mathbf{x}_m - \mathbf{q}_m). \quad (3.18)$$

Der Vektor $\mathbf{F}_{m,elas} \in \mathbb{R}^3$ bezeichnet die Kraft in den Seilen aufgrund ihrer Elastizität in Antriebskoordinaten. Ebenfalls in Antriebskoordinaten dargestellt ist die abtriebsseitige Position \mathbf{q}_m . Die Transformationsvorschriften zwischen den einzelnen Koordinatensystemen finden sich in Unterabschnitt 3.3. Die dämpfenden Eigenschaften findet man durch Einführung der Dämpfungsmatrix $\mathbf{D}_{m,Seil}$ (3.17) zu

$$\begin{aligned} \mathbf{K}_{m,Seil}^{-1} \cdot \dot{\mathbf{F}}_{m,elas} &= (\dot{\mathbf{x}}_m - \dot{\mathbf{q}}_m), \\ \mathbf{D}_{m,Seil} \cdot \mathbf{K}_{m,Seil}^{-1} \cdot \dot{\mathbf{F}}_{m,elas} &= \mathbf{D}_{m,Seil} \cdot (\dot{\mathbf{x}}_m - \dot{\mathbf{q}}_m). \end{aligned} \quad (3.19)$$

$\mathbf{D}_{m,Seil} \cdot \mathbf{K}_{m,Seil}^{-1} \cdot \dot{\mathbf{F}}_{m,elas}$ beschreibt die Kraft der viskosen Dämpfung in Antriebskoordinaten. Damit ergibt sich aus Gleichung (3.18) und Gleichung (3.19) die durch die Seile übertragene Kraft zu

$$\mathbf{F}_{m,Seil} = \mathbf{F}_{m,elas} + \mathbf{D}_{m,Seil} \cdot \mathbf{K}_{m,Seil}^{-1} \cdot \dot{\mathbf{F}}_{m,elas} \quad (3.20)$$

in Antriebskoordinaten. Diese Seilkraft wirkt ebenfalls auch auf die Antriebseinheit zurück und muss bei der Modellierung des Gesamtsystems bei der Aufstellung des Drallsatzes um die Motorachse, Gleichung (3.2), berücksichtigt werden. Diese Rückwirkung wurde auch in Abbildung 3.1 schon verdeutlicht.

Zum besseren Verständniss der Zusammenhänge ist in Abbildung 3.4 ein Blockschaltbild des Gesamtsystems MICA gegeben.

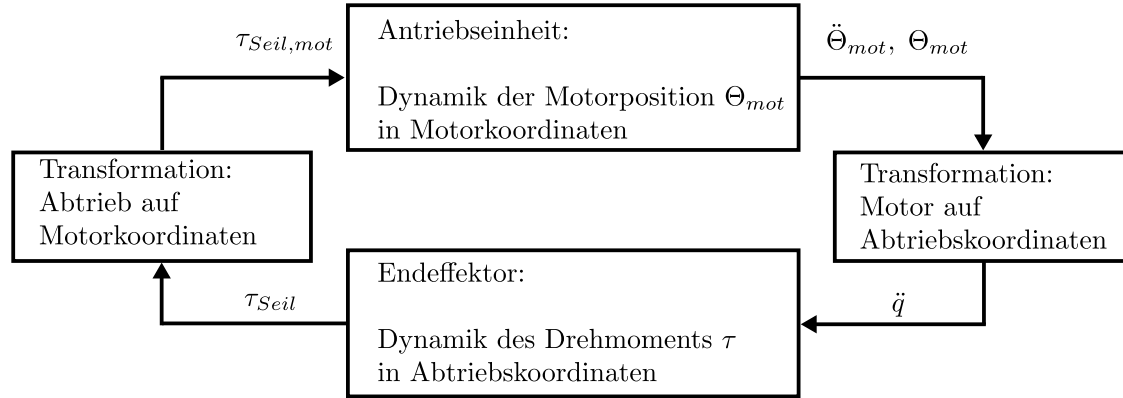


Abbildung 3.4: Blockschaltbild des Gesamtsystems MICA. Ein elastisch gekoppeltes Zweimassensystem mit antriebsseitiger Masse \mathbf{J}_{mot} und abtriebsseitiger Masse \mathbf{J}_E

Wie bereits aus dieser Abbildung hervorgeht, ergibt sich die rückwirkende Kraft $\mathbf{F}_{m,Seil}$ aus der Dynamik des Drehmoments am Abtrieb. Aus dieser ergibt sich auch die Bewegung des Endeffektors durch die zweimalige zeitliche Ableitung von Gleichung (3.18)

$$\ddot{\mathbf{F}}_{m,Seil} = \mathbf{K}_{m,Seil}(\ddot{\mathbf{x}}_m - \ddot{\mathbf{q}}_m), \quad (3.21)$$

$$\ddot{\mathbf{q}}_m = \ddot{\mathbf{x}}_m - \mathbf{K}_{m,Seil}^{-1} \cdot \ddot{\mathbf{F}}_{m,seil}. \quad (3.22)$$

Setzt man nun Gleichung (3.22) in Gleichung (3.12) des Endeffektors ein und vernachlässigt aufgrund der geringen Masse des Endeffektors die Corioliskräfte (3.15)

$$\mathbf{k}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = 0, \quad (3.23)$$

so erhält man eine Differentialgleichung für die übertragene Kraft in den Seilen $\mathbf{F}_{m,Seil}$

$$\ddot{\mathbf{F}}_{m,Seil} = \mathbf{K}_{m,Seil}(\ddot{\mathbf{x}}_m - \mathbf{M}_{m,E}^{-1} \mathbf{f}_{m,E}). \quad (3.24)$$

Bisher wurden alle eingeführten Größen zur Beschreibung der Bewegung in Antriebskoordinaten dargestellt. Die Wahl des Koordinatensystems, in welchem die Größen dargestellt werden, ist frei und hängt von der gewünschten Betrachtungsweise ab. Die Transformationsvorschriften zwischen diesen Systemen ist durch

die Komponenten des Instruments MICA vorgegeben, namentlich Kugelspindeltrieb und abtriebseitiges Handgelenk. Eine Herleitung dieser Transformationen beschreibt der nächste Abschnitt.

Koordinatentransformation zwischen Motor, Antrieb und Abtrieb

In den Motormodulen der MICA sind in den Hohlwellen jeweils ein Kugelspindeltrieb montiert. Dieser Kugelspindeltrieb übersetzt die rotatorische Bewegung des Motors in eine lineare Bewegung der Schubstangen. Die Beziehung zwischen motorseitigen Größen, Index $_{mot}$, und den antriebsseitigen Größen, Index $_m$, ergeben sich unter Berücksichtigung des Übersetzungsverhältnisses

$$\eta_{ges,i} = \eta_{S,i} \cdot \eta_{U,i} \quad (3.25)$$

siehe Tabelle 2.1.1 und 2.1.2 zu

$$x_{m,i} = \eta_{ges} \cdot \Theta_{mot,i}, \quad (3.26)$$

$$F_{m,i} = \frac{1}{\eta_{ges}} \cdot \tau_{mot,i}, \quad (3.27)$$

$$m_{m,i} = \frac{1}{\eta_{ges}^2} \cdot J_{mot,ii} \text{ mit } i = \{1, 2, 3\}. \quad (3.28)$$

Dabei bezeichnet $\eta_{S,i}$ das Übersetzungsverhältnis der Spindel des Kugelspindeltriebes und $\eta_{U,i}$ das Übersetzungsverhältnis der Umlenkeinheit. $\Theta_{mot,i} \in \mathbb{R}$ und $\tau_{mot,i}$ sind die motorseitige Motorposition und das motorseitige Drehmoment sowie $J_{mot,ii} \in \mathbb{R}$ die motorseitige Motorträgheit. Des Weiteren werden $x_{m,i} \in \mathbb{R}$ und $F_{m,i} \in \mathbb{R}$ als die antriebsseitige Motorposition und die antriebsseitige Motorkraft sowie $m_{m,ii} \in \mathbb{R}$ als die antriebsseitige Motorträgheit bezeichnet.

Am Gelenk des Endeffektors wird die Bewegung der Seile \mathbf{x}_m auf die Gelenkfreiheitsgrade $\mathbf{q} \in \mathbb{R}^f$ übertragen. Die Bewegung des Greifers (Freiheitsgrad q_{10}) wird von Motor 3 ($x_{m,3}$) aktuiert. Durch die gegebene Seilführung am Greifer (Abbildung 2.9) ergeben sich die Größen der Bewegung des Greifers zu

$$x_{m,3} = q_{10} \cdot r_1, \quad F_{m,3} \cdot r_1 = \tau_{10}. \quad (3.29)$$

Die Bewegung des Handgelenks (Freiheitsgrade q_8 und q_9) wird von Motor 1 und 2 aktuiert. Durch die gewählte Führung der Seilzüge ergeben sich für die Größen dieser Handgelenksbewegung

$$\begin{aligned} x_{m,1} &= (q_8 + q_9) \cdot r_2, & F_{x_1} \cdot r &= \frac{1}{\sqrt{2}}(\tau_{q_8} + \tau_{q_9}), \\ x_{m,2} &= (-q_8 + q_9) \cdot r_2, & F_{x_2} \cdot r &= \frac{1}{\sqrt{2}}(-\tau_{q_8} + \tau_{q_9}), \end{aligned} \quad (3.30)$$

mit

$$r = \frac{1}{\sqrt{2}}r_2. \quad (3.31)$$

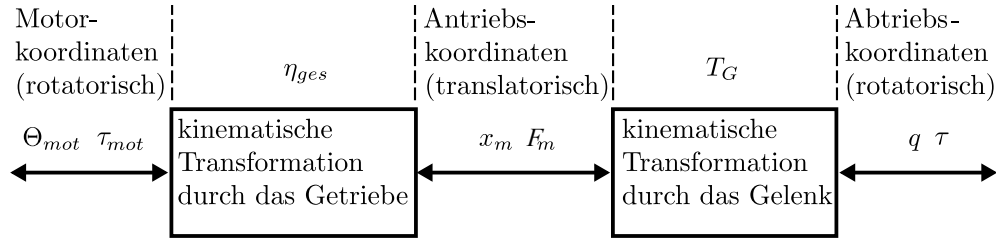


Abbildung 3.5: Koordinatensysteme bei der MICA

Zusammengefasst lassen sich die folgenden Beziehungen zwischen antriebsseitigen, linearen Größen und abtriebsseitigen Größen aufstellen:

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} x_{m,1} \\ x_{m,2} \\ x_{m,3} \end{pmatrix} &= \underbrace{\begin{pmatrix} r_2 & r_2 & 0 \\ -r_2 & r_2 & 0 \\ 0 & 0 & r_1 \end{pmatrix}}_{\mathbf{T}_G} \cdot \begin{pmatrix} q_8 \\ q_9 \\ q_{10} \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} F_{m,1} \\ F_{m,2} \\ F_{m,3} \end{pmatrix} &= \underbrace{\begin{pmatrix} \frac{1}{2 \cdot r_2} & \frac{1}{2 \cdot r_2} & 0 \\ -\frac{1}{2 \cdot r_2} & \frac{1}{2 \cdot r_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{r_1} \end{pmatrix}}_{\mathbf{T}_\tau} \cdot \begin{pmatrix} \tau_8 \\ \tau_9 \\ \tau_{10} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (3.32)$$

Wobei für die beiden gefundenen Transformationsmatrizen

$$\mathbf{T}_\tau = \mathbf{T}_G^{-T} \quad (3.33)$$

gilt. Alle beschriebenen Transformationen zwischen Motorkoordinaten und Antriebskoordinaten sowie Antriebskoordinaten und Abtriebskoordinaten sind nochmal schematisch in Abbildung 3.5 gezeigt. Durch die beschriebenen Transformationen lassen sich nun alle Größen bei der Modellierung und Simulation des Gesamtsystems in Motor, Antriebs oder Abtriebskoordinaten darstellen.

Kapitel 4

Verfahren zur Parameteridentifikation

In Kapitel 3 wurden für das minimal invasive Instrument die Bewegungsgleichungen bereits theoretisch hergeleitet. Für die Simulation des Instruments müssen noch die in den Bewegungsgleichungen enthalten Parameter bestimmt werden, beispielsweise die bei der Bewegung des Systems auftretende Reibung. Die Bestimmung solcher systemspezifischer Parameter wird meistens unter dem Begriff Parameteridentifikation zusammengefasst und ist Gegenstand des vorliegenden Kapitels.

Für das systemdynamische Modell aus Abbildung 3.3 sind die quantitativen Werte der Parameter Antriebsreibung $\tau_{mot,fr}$ und Motorrippel $\tau_{mot,Rippel}$ sowie die dynamischen Eigenschaften der Seile in Form von Steifigkeit $\mathbf{K}_{m,Seil}$ und Dämpfung $\mathbf{D}_{m,Seil}$ essentiell. Diese Parameter werden in der vorliegenden Arbeit experimentell bestimmt. Hierzu werden in diesem Kapitel zunächst geeignete Prüfstände vorgestellt. Anschließend wird das angewandte Identifikationsverfahren erläutert und in einer Simulation getestet. Die Identifikationsverfahren dieser Arbeit basieren auf der Lösung von Optimierungsproblemen in denen es gilt das Minimum noch zu spezifizierende Zielfunktionen $e(\mathbf{p})$ zu finden. Um zu entscheiden, ob es dadurch überhaupt möglich ist alle Zielparameter \mathbf{p} zu identifizieren, bedient man sich verschiedener Kriterien welche zunächst in Vorbemerkungen zu diesem Kapitel in Abschnitt 4.1 erläutert werden. Anschließend geht Abschnitt 4.2 auf die Identifikation der Seilparameter ein. Kapitel 4.3 stellt anschließend die verwendete Methoden zur Identifikation der Größen im Antriebsstrang vor.

4.1 Vorbemerkungen zu Parameteridentifikationen

Wie bereits eingeführt, lassen sich die zu bestimmenden Parameter $\mathbf{p} \in \mathbb{R}^L$ über die Lösung eines Optimierungsproblems identifizieren. Das Optimierungsproblem ist in dieser Arbeit die Minimierung eines Fehlers $\mathbf{e}(\mathbf{p})$ zwischen gemessener Ausgangsgröße \mathbf{a}_{soll} und geschätzter Ausgangsgröße $\hat{\mathbf{a}}(\mathbf{p})$,

$$\mathbf{e}(\mathbf{p}) = \mathbf{a}_{soll} - \hat{\mathbf{a}}(\mathbf{p}). \quad (4.1)$$

Wichtig für die Bewertung eines Optimierungsproblems ist die partielle Ableitung der Zielfunktion $\mathbf{e}(\mathbf{p})$ nach den Zielparametern \mathbf{p} . Diese Ableitung wird durch die Jacobimatrix $\mathbf{J}(\mathbf{p})$ mit

$$\mathbf{J}(\mathbf{p}) = \frac{\partial \mathbf{e}(\mathbf{p})}{\partial \mathbf{p}}, \quad (4.2)$$

ausgedrückt. Des Weiteren ist die Matrix \mathbf{R} aus der QR-Zerlegung von $\mathbf{J}(\mathbf{p})$ relevant. Die QR-Zerlegung ist ein Begriff aus der linearen Algebra und bezeichnet die Faktorisierung einer Matrix in eine normierte, orthogonale Matrix \mathbf{Q} und eine (Rechts-) Dreiecksmatrix \mathbf{R} .

Um zu entscheiden, ob die Zielparameter durch die Minimierung der Zielfunktion, Gleichung (4.1), identifiziert werden können, darf nach Khalil und Dombre [22] der Betrag eines Hauptdiagonalelement von \mathbf{R} nicht kleiner als der Wert $v \in \mathbb{R}$ sein,

$$|R_{ii}| < v, \quad (4.3)$$

sonst ist der Parameter i nicht identifizierbar. Dabei berechnet sich v aus dem Produkt der Anzahl der Zeilen der Jacobi-Matrix r mit der numerischen Genauigkeit $\epsilon = 2.2204^{-16}$ des zur Berechnung verwendeten Datentyps und dem Betrag des maximalen Hauptdiagonalelementes $\max(|R_{ii}|)$,

$$v = \epsilon \cdot r \cdot \max(|R_{ii}|). \quad (4.4)$$

Anschließend wird die Jacobimatrix um die nicht identifizierbaren Parameter

reduziert. Durch eine Singulärwertzerlegung dieser Matrix findet man die Singulärwerte σ_i . Die Konditionierung ergibt sich nach Khalil und Dombre [22] durch die Division des maximalen Singulärwertes mit dem minimalen Singulärwert,

$$c(\mathbf{J}) = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}} \quad (4.5)$$

Da die Singulärwerte definitionsgemäß positiv sind, ergibt sich als minimale Konditionierung $c(\mathbf{J}) = 1$. In diesem Fall kann jeder zu identifizierende Parameter mit gleicher Güte determiniert werden. Im Weiteren werden die eingeführten Kriterien, Gleichung (4.3) mit Gleichung (4.4) und Gleichung (4.5), zur Bewertung der jeweiligen Identifikationsverfahren verwendet.

4.2 Identifikation der Seildynamik

Für die Simulation des dynamischen Verhaltens ist die Kenntnis der Übertragungstrecke zwischen Motorleistung und Endeffektor essentiell. Die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften $\mathbf{K}_{m,Seil}$, $\mathbf{D}_{m,Seil}$ (Gleichung (4.13)) der Seile beeinflussen diese Übertragungscharakteristik maßgeblich, daher wird im Weiteren ein geeignetes Verfahren vorgestellt, mit welchem diese Parameter identifiziert werden können. Aufgrund der Diagonalgestalt der Matrizen genügt es, die Seile jeweils einzeln zu untersuchen. Des Weiteren werden im Folgenden Rotationssteifigkeit $\mathbf{K}_{rot,Seil}$ und Rotationsdämpfungen $\mathbf{K}_{rot,Seil}$ identifiziert, welche ebenfalls Diagonalgestalt besitzen. Diese können allerdings auf normierte Werte umgerechnet werden womit diese auch für die linearen Größen $\mathbf{K}_{m,Seil}$ und $\mathbf{D}_{m,Seil}$ verwendet werden können.

Bei den Seilen handelt es sich um Edelstahlseile von Carlstahl [6], mit sieben Litzen à sieben Drähten pro Seil (7×7 , $d_{Seil} = 0,45 [mm]$). Die dynamischen Parameter Steifigkeit $k_{rot,Seil}$ und Dämpfung $d_{rot,Seil}$ wurden im Rahmen dieser Arbeit ermittelt. Hierzu wurde ein Prüfstand aufgebaut, der in Abschnitt 4.2.1 erläutert wird. Anschließend wird in Abschnitt 4.2.2 das Identifikationsverfahren aufgezeigt und mittels einer Simulation bewertet.

4.2.1 Aufbau des Prüfstandes

Der verwendete Prüfstand aus Abbildung 4.1, besteht aus zwei zylindrischen Massen. Die obere Masse ist fest mit dem Gehäuse verbunden. Die untere Masse m_1, J_1 ist hingegen durch ein Rillenkugellager beweglich gelagert. An dieser beweglichen Masse ist zusätzlich ein Arm m_2, J_2 angebracht. Zylinder und Arm verkörpern somit ein schwingungsfähiges System, welches um die y -Achse rotiert. Alle relevanten Geometriedaten des Prüfstandes finden sich in Tabelle 4.2.1

Größe	Wert	Einheit
Masse beweglicher Zylinder: m_1	2,4827	kg
Trägheitsmoment beweglicher Zylinder: J_1	0,0025	kgm^2
Radius beweglicher Zylinder: $r_{zyl,1}$	0.045	m
Masse Arm: m_{Arm}	4,0777	kg
Trägheitsmoment Arm, bezogen auf Lagerpunkt P : J_2	0,7912	kgm^2
Länge Arm (bis zum Beschleunigungssensor): l_{Arm}	0.45	m
Abstand Schwerpunkt Arm+Zylinder - Lagerpunkt P : l_S	0.1467	m

Tabelle 4.1: Relevante Daten des Seilprüfstandes

Ziel ist es nun, die bewegliche Masse des Systems, also unterer Zylinder und Arm, durch die Seile so ein zu spannen, dass eine Bewegung dieser Masse nur noch aufgrund der elastischen Eigenschaften der Seile ermöglicht und durch die dämpfenden Eigenschaften der Seile sowie die Reibung im Lager gedämpft wird. Hierzu werden zwei Seile jeweils am Umfang der Zylinder mit Hilfe von Nutsteinen (Anhang A.1, Abbildung A.1) befestigt, so dass diese die Zylinder umschlingen. Die Führung der Seile wird in Abbildung 4.1 noch mal verdeutlicht. Die Schwingung des Systems wird über einen Beschleunigungssensor (Datenblatt siehe [16]) mit zwei Freiheitsgraden x und z erfasst. Dessen analoge Spannungssignale werden über eine Connectorbox [18] und ein Data Acquisition Board von National Instruments [17] zur Auswertung an den Echtzeitrechner gegeben. Aufgrund des Nyquist-Shannon-Abtasttheorems [20] ist eine Tiefpassfilterung der Analogausgänge des Beschleunigungssensors notwendig, welche mit zwei Kondensatoren realisiert wird. Der Echtzeitrechner schickt die Daten an ein MATLAB/Simulink Modell. Hier werden die Rohdaten (Spannungssignal im Bereich $V_s = 0...5V$) aufgezeichnet. Die Auswahl und Integration des Sensors wurde in dieser Diplomarbeit durchgeführt.

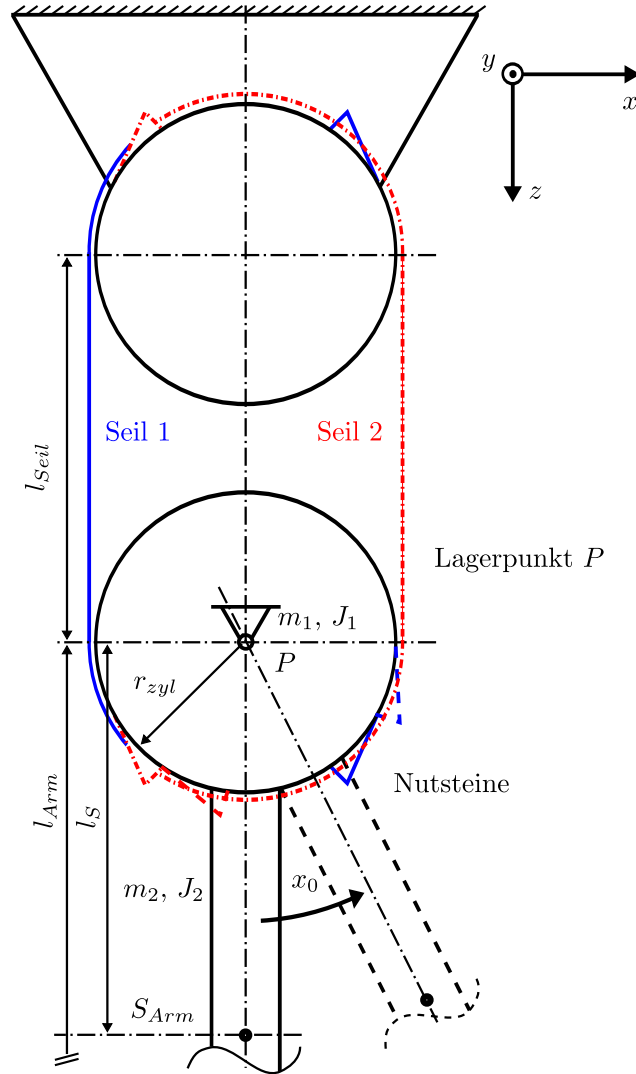


Abbildung 4.1: Schematischer Prüfsandaufbau zur Identifizierung der Seildynamik

4.2.2 Identifikationsverfahren

Der Beschleunigungssensor ist mit einem Abstand l_{Arm} zum Lagerpunkt P am Arm m_2, J_2 befestigt und erfasst die gedämpfte Beschleunigungsschwingung, siehe Abbildung 4.2. Aufgrund einer geringen Anfangsauslenkung $x_0 = \alpha_0$ kann man die Beschleunigung in vertikaler Richtung $\ddot{z}(t)$ vernachlässigen weshalb nur die Beschleunigung in horizontaler Richtung $\ddot{x}(t)$ relevant ist.

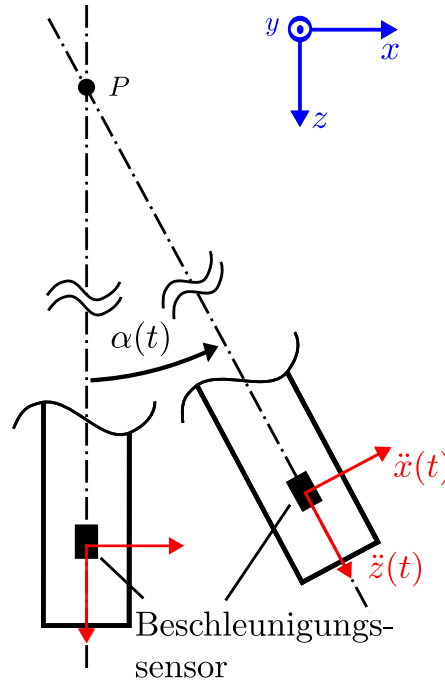


Abbildung 4.2: Befestigung des Beschleunigungssensors am Arm der bewegten Masse

Die Bewegungsgleichung des schwingungsfähigen Systems lässt sich über den Drallsatz um den Lagerpunkt P herleiten. Dies führt auf eine inhomogene Differentialgleichung 2ter Ordnung,

$$\frac{1}{J_{ges}} [-m_{ges} \cdot g \cdot l_{S,Arm} \cdot \sin(\alpha(t))] + \tau_{fr} = \ddot{\alpha}(t) + \frac{d_{rot}}{J_{ges}} \dot{\alpha}(t) + \frac{k_{rot}}{J_{ges}} \alpha(t). \quad (4.6)$$

In Anlehnung an die vorgeschlagene Modellierung der Seile (Abschnitt 2.2.3) wird hier angenommen, dass die Seile als lineare Feder mit linearen Dämpfungseigenschaften modelliert werden können. Das im Lager entstehende Reibmoment τ_{fr} soll für weitere Betrachtungen nur aus Coulomb - und viskoser Reibung bestehen, da die Lastabhängigkeit zunächst nicht interessant ist, da der so konstruierte Prüfstand und das im Betrieb anliegende Reibmoment nichts mit dem Betriebsfall zu tun hat und deshalb die Lastabhängigkeit nicht relevant ist. Gleiches gilt für die Striebeckreibung.

Die Lösung der Differentialgleichung (4.6) stellt im homogenen, schwachgedämpften Fall ($0 < \delta < 1$) unter Vernachlässigung der linken Seite,

$$0 = \ddot{\alpha}(t) + \underbrace{\frac{d_{rot}}{J_{ges}}}_{2\delta} \dot{\alpha}(t) + \underbrace{\frac{k_{rot}}{J_{ges}}}_{\omega_0^2} \alpha(t), \quad (4.7)$$

die gedämpfte Schwingung dar,

$$\alpha(t) = C \cdot e^{-\delta \cdot t} \cdot \sin(\omega \cdot t + \phi), \quad \text{mit } \omega = \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2}. \quad (4.8)$$

Die Konstanten $C [\text{rad}] \in \mathbb{R}$ und $\phi [\text{rad}] \in \mathbb{R}$ ergeben sich aus den Anfangsbedingungen $\dot{\alpha}(t=0) = \dot{\alpha}_0$ und $\alpha(t=0) = \alpha_0$, siehe Schiehlen und Eberhard [42]. Der verwendete Sensor misst die Beschleunigung $\ddot{x}(t)$ am unteren Ende des Armes. Allerdings kann bei der kleinen Anfangsauslenkung α_0 davon ausgegangen werden, dass

$$\begin{aligned} x(t) &= \sin(\alpha(t)) \cdot l_{Arm} \stackrel{\alpha \ll 1}{\approx} \alpha(t) \cdot l_{Arm} \\ &\dots \\ \ddot{x}(t) &= \ddot{\alpha}(t) \cdot l_{Arm} \end{aligned} \quad (4.9)$$

gilt. Die Parameter δ und ω aus Gleichung (4.7) enthalten die Parameter Rotationssteifigkeit $k_{rot,Seil}$ und Rotationsdämpfung $d_{rot,Seil}$ der Seile, die es zu identifizieren gilt.

Mit Hilfe von Gleichung (4.9) lässt sich ein Zusammenhang zwischen der Schwingung der Winkelbeschleunigung $\ddot{\alpha}(t)$ und der gemessenen Beschleunigung am Arm $\ddot{x}(t)$ herstellen. Da es sich beim Bilden der Ableitung um eine lineare Operation handelt, siehe Meyberg [31], ändert sich der Exponent der e -Funktion δ (Abklingkoeffizient) sowie die Frequenz der Schwingung ω nicht. Wie bereits erwähnt enthalten diese Parameter die Information über Rotationsteifigkeit und Rotationsdämpfung der Seile weshalb es im Weiteren genügt, die Schwingung der Winkelbeschleunigung

$$\frac{\ddot{x}(t)}{l_{Arm}} = \ddot{\alpha}(t) = D \cdot e^{-\delta t} \cdot \sin(\omega t + \psi). \quad (4.10)$$

zur Identifikation zu verwenden.

Die Zielparameter sollen durch Minimierung des Fehlers,

$$\mathbf{e}(\mathbf{p}) = \frac{\ddot{\mathbf{x}}_{mess}}{l_{arm}} - \ddot{\boldsymbol{\alpha}}(\mathbf{p}), \quad (4.11)$$

gefunden werden. $\ddot{\mathbf{x}}_{mess,i} \in \mathbb{R}^{N \cdot t_{mess}} \left[\frac{m}{s^2} \right]$ entspricht der vom Sensor gemessene Beschleunigung am Arm. N entspricht der Anzahl der aufgenommenen Schwingungen. t_{mess} bezeichnet die Zeit, bis die aufgenommenen Schwingungen jeweils abgeklungen sind. $\ddot{\boldsymbol{\alpha}}(\mathbf{p})_i$ ist dabei eine Schätzung der Beschleunigungsschwingung in Anlehnung an Gleichung (4.10). Der Vektor \mathbf{p} enthält die Parameter aus Gleichung (4.10),

$$\mathbf{p} = \begin{pmatrix} D & \delta & \omega & \psi \end{pmatrix}, \quad (4.12)$$

die durch Minimierung des Fehlers (4.11) gefunden werden. Die Zielparameter $k_{rot,Seil}$ und $d_{rot,Seil}$ berechnen sich unter Verwendung von Gleichung (4.7) zu

$$d_{rot,Seil} = 2\delta \cdot J_{ges}, \quad k_{rot,Seil} = (\omega^2 + \delta^2) \cdot J_{ges}. \quad (4.13)$$

Dem bisher vorgestellten Verfahren liegt ein Modell zu Grunde, dessen zugrundeliegende Idealisierungen relevante Abweichungen zwischen Modell und gemessenem Verhalten erzeugen. Zunächst wurde das Moment, welches durch die Gewichtskraft

$$M_G = m_{ges} \cdot g \cdot l_{S,Arm} \cdot \sin(\alpha(t)) \quad (4.14)$$

wirkt, vernachlässigt. Für kleine Winkel $\alpha(t) \ll 1$ gilt

$$\sin(\alpha(t)) \approx \alpha(t). \quad (4.15)$$

Damit lässt sich Gleichung (4.6) unter Vernachlässigung der Reibung zu

$$0 = \ddot{\alpha}(t) + \frac{d_{rot,Seil}}{J_{ges}} \dot{\alpha}(t) + \frac{k_{rot,Seil} + m_{ges} \cdot g \cdot l_{S,Arm}}{J_{ges}} \alpha(t), \quad (4.16)$$

umformen. Die bisherige Bestimmung der Steifigkeit $k_{rot,Seil}$ aus Gleichung (4.13) wird somit um das Moment (4.14) korrigiert,

$$k_{rot,Seil} = \left(\omega^2 + \delta^2 + \underbrace{\frac{m_{ges} \cdot g \cdot l_{S,Arm}}{J_{ges}}}_{Korrektur} \right) \cdot J_{ges}. \quad (4.17)$$

Der zweite relevante Modellierungsfehler ist, wie bereits erwähnt, die vernachlässigte Reibung da diese das System zusätzlich dämpft und somit die Identifikation der Dämpfung verfälscht. Das angenommene Reibmodell besteht aus viskoser und Coulomb Reibung. Durch Umformen von Gleichung (4.6) zu

$$\begin{aligned} \tau_{fr} &= \ddot{\alpha}(t) + 2\delta\dot{\alpha}(t) + \omega_0^2\alpha(t), \\ \tau_C \cdot \text{sign}(\dot{\alpha}(t)) &= \ddot{\alpha}(t) + (2\delta + \frac{d_{visk}}{J_{ges}})\dot{\alpha}(t) + \omega_0^2\alpha(t) \end{aligned} \quad (4.18)$$

wird deutlich, dass die Coulomb Reibung nur eine vorzeichenabhängige Konstante ist und dass die viskose Reibung das System zusätzlich linear dämpft. Dies bedeutet zunächst, dass die Identifikation nicht direkt zwischen $d_{rot,Seil}$ und d_{visk} unterscheiden kann und nur die Summe beider identifiziert.

Der Einfluss der Coulomb Reibung bewirkt, dass das System schneller abklingt. Reine coulombsche Reibung bewirkt, dass die Schwingung nicht exponentiell, sondern linear abklingt, siehe Roddeck [40]. Da in diesem Fall exponentielles und lineares Abklingverhalten überlagert sind, gilt es später bei den Messungen zu untersuchen, wie stark ausgeprägt der Einfluss der Reibung, insbesondere der Coulomb Reibung ist (siehe Kapitel 5 Abschnitt 5.1).

4.2.3 Simulation der Identifikationsmethode

Damit sichergestellt ist, dass die vorgeschlagene Methode plausible Parameter identifiziert wird diese zunächst in der Simulation getestet. Hierzu wird in MATLAB/Simulink ein Modell erstellt, welches den Messaufbau, also ein Feder-Masse-Dämpfer System,

$$\ddot{\alpha}(t) + \frac{d_{rot}}{J_{ges}}\dot{\alpha}(t) + \left(\frac{k_{rot} + m_{ges} \cdot g \cdot l_{S,Arm}}{J_{ges}} \right) \alpha(t) = 0, \quad (4.19)$$

abbildet. Die Anfangsbedingung stellt die Auslenkung des Armes zu Messbeginn

$$\dot{\alpha}_0 = 0, \alpha_0 = 4^\circ / 0,0698 \text{ rad} \quad (4.20)$$

dar. Die Parameter der Simulation $J_{ges,sim}$, $d_{rot,sim}$ und $k_{rot,sim}$ werden zu

$$J_{ges,sim} = 0,7937 \text{ kgm}^2 \quad d_{rot,sim} = 1 \frac{\text{Nm s}}{\text{rad}} \quad k_{rot,sim} = 152,84 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \quad (4.21)$$

gewählt. Das Trägheitsmoment aller beweglichen Massen $J_{ges,sim}$ ist auf die Drehachse y bezogen und wurde aus den geometrischen Abmessungen berechnet. Gleiches gilt für die gesamte Schwungmasse m_{ges} sowie die Lage des Schwerpunktes. Die Dämpfung $d_{rot,sim}$ ist frei gewählt. Die Rotationssteifigkeit des Seiles $k_{rot,sim}$ wurde aus der normierten Seilsteifigkeit $C_{s,stat,norm}$ (siehe Appendix A.2) bestimmt,

$$k_{rot,sim} = C_{s,stat,norm} \cdot r^2 = 152,84 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}. \quad (4.22)$$

Die Identifikationsmethode kann als zuverlässig angenommen werden, wenn die durch Minimierung des Fehlers (4.11) gefundenen Parameter den Eingabeparametern (4.21) des Simulationsmodells entsprechen. Die gedämpfte Schwingung der Winkelbeschleunigung des Simulationsmodells ist in Abbildung 4.3 gezeigt.

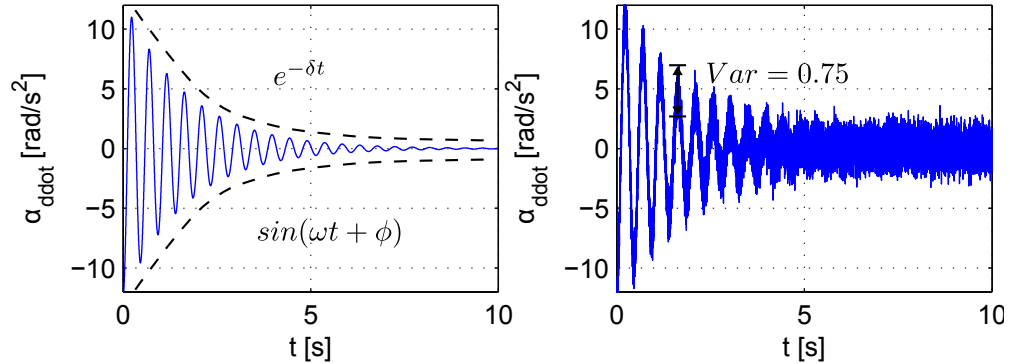


Abbildung 4.3: Zeitverläufe der gedämpften Schwingung der Winkelbeschleunigung in der Simulation des Seilprüfstandes. **Links:** Ohne Messrauschen. **Rechts:** Mit Messrauschen, Varianz $Var = 0.75 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$

Das Rauschen des Sensors wurde als normalverteilt angenommen. In der gezeigten gedämpften Schwingung aus Abbildung 4.3 wurde die Reibung im Lager nicht

modelliert. Dies macht sich vor allem im Bereich kleiner Amplituden der Winkelbeschleunigung $\ddot{\alpha}(t)$ bemerkbar. Durch die Coulomb Reibung $\tau_C \cdot \text{sign}(\dot{\alpha})$ wird die Schwingung zusätzlich konstant gedämpft was zu einem schnellerem abklingen der Schwingung führt. Der Einfluss der Coulomb Reibung auf das Abklingverhalten der Schwingung ist in Abbildung 4.4 nochmals verdeutlicht. Aufgrund dessen soll in der Simulation ebenfalls getestet werden, ob die Verwendung von nur drei Extrema der Schwingung ausreicht, um die Parameter vollständig zu identifizieren.

Im Weiteren sollen nun die Parameter des Simulationsmodells durch die vorgeschlagene Identifikationsmethode bestimmt werden. Darüber hinaus soll gezeigt werden, wie empfindlich die Methode bezüglich Messrauschen und/oder Modellierungsfehler ist. Dabei werden immer die Identifikation der ganzen Schwingung und die Identifikation von nur drei Extrema der Schwingung aus bekannt Gründen (Reibung) gegenübergestellt.

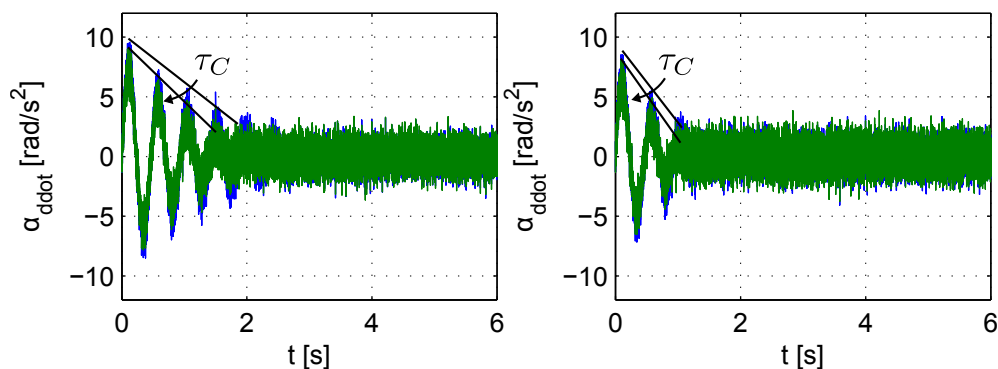


Abbildung 4.4: Einfluss der Coulomb Reibung auf das Abklingverhalten der gedämpften Schwingung. τ_C von links nach rechts steigend.

Das reale System wird von Hand in die Anfangslage α_0 ausgelenkt. Da dies keine ideale Anfangsbedingung repräsentiert ($\dot{\alpha} \neq 0$) wird in der Simulation sowie bei der späteren Identifikation des realen Systems Werte für die Identifikation erst nach der ersten Periode verwendet.

Abbildung 4.5 zeigt beispielhaft die Ergebnisse von simulierter Schwingung und identifizierter Schwingung mit Messrauschen ($Var = 0.75$). Es ist deutlich erkennbar, dass die vorgeschlagene Identifikationsmethode eine gute Näherung für die simulierte Beschleunigungsmessung bietet. Dieser Schluss liegt in der Tatsache begründet, dass der Fehler $\mathbf{e}(\mathbf{p})$ (4.11) zwischen simulierter Schwingung $\frac{\ddot{\mathbf{x}}_{mess}}{l_{Arm}}$ und Modell der Schwingung $\ddot{\alpha}(\mathbf{p})$ sehr klein ist (Minimum), da der Verlauf von

Simulation und Modell nahezu identisch ist (vergleich Abbildung 4.5)

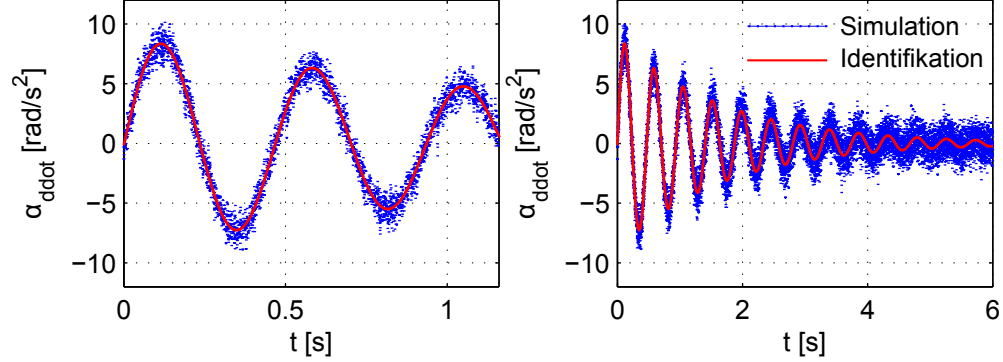


Abbildung 4.5: Zeitverläufe der gedämpften Schwingung der Winkelbeschleunigung in der Simulation des Seilprüfstandes. **Links:** Unter Berücksichtigung der ersten drei Perioden (3). **Rechts:** Unter Berücksichtigung der gesamten Schwingung (A), identifizierte Parameter: d_{rot}

Dabei identifiziert das Verfahren die Parameter Steifigkeit $k_{rot,sim}$ und Dämpfung $d_{rot,sim}$ mit einem Fehler von $err_{d_{rot},3} = 5.2532\%$, $err_{d_{rot},A} = 4.4594\%$ für die Dämpfung und $err_{k_{rot},3} = 0.0284\%$, $err_{k_{rot},A} = 0.0448\%$ für die Steifigkeit. Der Index gibt dabei an, ob nur drei Extrema der Schwingung (3) oder die gesamte Schwingung (A) für die Identifikation verwendet wurden. Im Allgemeinen bedeutet ein positiver Fehler, dass die Parameter um die entsprechende Prozentzahl kleiner geschätzt werden. Die Sensitivität des Identifikationsfehlers err im Hinblick auf wirkendes Messrauschen zeigt Abbildung 4.6.

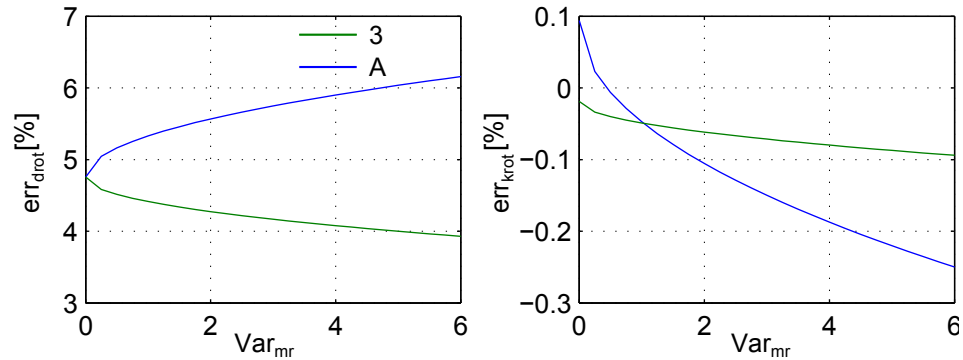


Abbildung 4.6: Fehler bei der Identifikation der Dämpfung $err_{d_{rot}}$ (**Links**) und Steifigkeit $err_{k_{rot}}$ (**Rechts**) in Abhängigkeit von möglichem Messrauschen des Beschleunigungssensors.

Aus Abbildung 4.6 geht hervor, dass die Methode unempfindlich gegen normalverteiltes Messrauschen ist. In beiden Fällen gelingt die Berechnung der Parameter Dämpfung $d_{rot,sim}$ und Steifigkeit $k_{rot,sim}$ mit maximal 6,2% beziehungsweise -0.25% . Wobei hier auch angemerkt werden soll, dass ein Rauschen des Sensors mit einer Varianz von $Var = 6$ sehr groß und deshalb sehr unwahrscheinlich ist. Die Abhängigkeit der beiden Fehlerverläufe im Hinblick auf Messrauschen ist ebenfalls plausibel. Mit zunehmendem Messrauschen wird die Schwingungamplitude höher. Dies wirkt sich vor allem bei abgeklungener Schwingung aus. Der Abklingkoeffizient δ wird damit mit zunehmendem Messrauschen geringer geschätzt, vergleiche Abbildung 4.6. Da ein linearer Zusammenhang zwischen Abklingkoeffizient δ und der Dämpfung $d_{rot,sim}$ (Gleichung (4.13)) besteht, wird die Dämpfung ebenfalls kleiner geschätzt. Der Abklingkoeffizient beträgt im schwachgedämpften Fall $0 < \delta < 1$ und wird ebenfalls zur Berechnung der Steifigkeit benötigt (siehe Gleichung (4.13)). Der kleine Fehler von δ wirkt sich damit kaum in der Berechnung von $k_{rot,sim}$ bemerkbar was auch im Fehler von k_{rot} zu sehen ist, der nahezu konstant bleibt, siehe Abbildung 4.6 rechts.

Die Konditionszahl der Identifikation bleibt vom Messrauschen ebenfalls nahezu unberührt, da der Einfluss von jeweils einem der Zielparameter, insbesondere von δ und ω , sich im Bezug auf die anderen sich nicht besonders verstärkt durch das zusätzliche Rauschen. Die Konditionszahl c der Identifikation berechnet sich nach Gleichung (4.5) zu $c(\mathbf{J}) = 23.7$. Die Konditionszahl der Identifikation ändert sich allerdings, wenn man die Reibung als Modellierungsfehler zusätzlich in die Identifikation mit einbringt. Wie schon aus Abbildung 4.4 hervorgeht, wirkt sie sich als zusätzlich Dämpfung im System zunächst stark auf den Abklingkoeffizienten δ aus. Dadurch erlangt der Zielparameter δ einen größeren Einfluss auf die Identifikation womit die Kondition der Identifikation mit zunehmender Dämpfung (hier in Form von Reibung) besser wird. Die Entwicklung der Konditionszahl ist in Abbildung 4.7 gezeigt. Da die zusätzlich ins System gebrachte Reibung allerdings in der Modellierung nicht mitberücksichtigt wurde, resultiert daraus natürlich ein größerer Fehler bei der Identifikation der Parameter. Vor Allem im rapiden Anstieg des Fehlers der Dämpfung (siehe Abbildung 4.8 links) wird der zunehmende Einfluss der Reibung im Identifikationsverfahren deutlich. Aus Abbildung 4.8 ist ersichtlich, dass bei zunehmender Coulomb Reibung der Fehler bei der Parameteridentifikation beträchtlich ist. Daher ist bei der Auswertung der Prüfstandsmessung abzuwägen, wie groß der Einfluss der Coulomb Reibung ist. Festzuhalten gilt weiter, dass der Fehler bei zunehmender Coulomb Reibung unter Verwendung von nur drei Extrema der Schwingung (3) kleiner ist (siehe

Abbildung 4.8). Durch die Coulomb Reibung wird dem exponentiellen abklingen der Schwingung ein lineares abklingen überlagert.

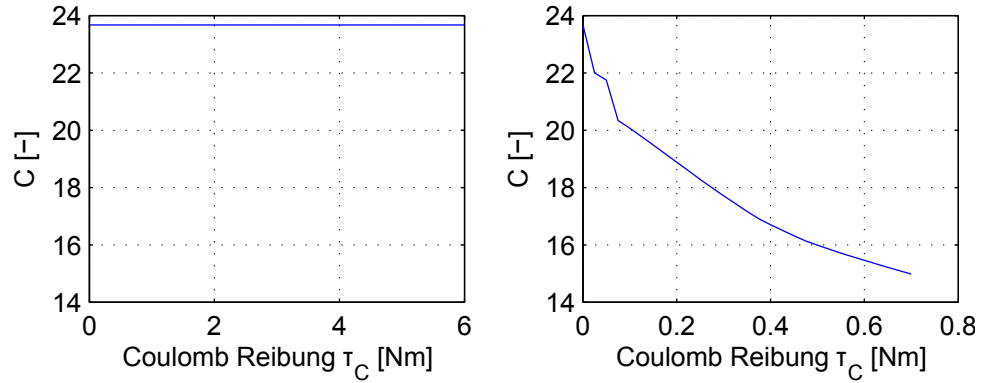


Abbildung 4.7: Entwicklung der Konditionszahl des Identifikationsverfahrens. **Links:** Bei zunehmendem Rauschen des Beschleunigungssensors. **Rechts:** Bei zunehmender Coulomb Reibung τ_C

Das heißt, die Schwingung wird kontinuierlich um eine konstante (lineares Abklingverhalten) zusätzlich gedämpft das sich vor allem in einem stärkeren abklingen bei niedrigen Amplituden bemerkbar macht. Bei der Identifikation wird dieses Verhalten approximiert, in dem der Abklingkoeffizient δ der e -Funktion größer geschätzt wird womit die Funktion schneller abklingt. Bei Verwendung von nur drei Extrema, wird das Abklingverhalten bei kleinen Schwingungsamplituden nicht betrachtet. Damit wird der Koeffizient δ bedeutend nicht größer identifiziert, der Fehler bleibt damit kleiner. Aufgrund dessen wird für die Identifikation der Parameter in Kapitel 5 nur drei Extrema der Schwingung verwendet.

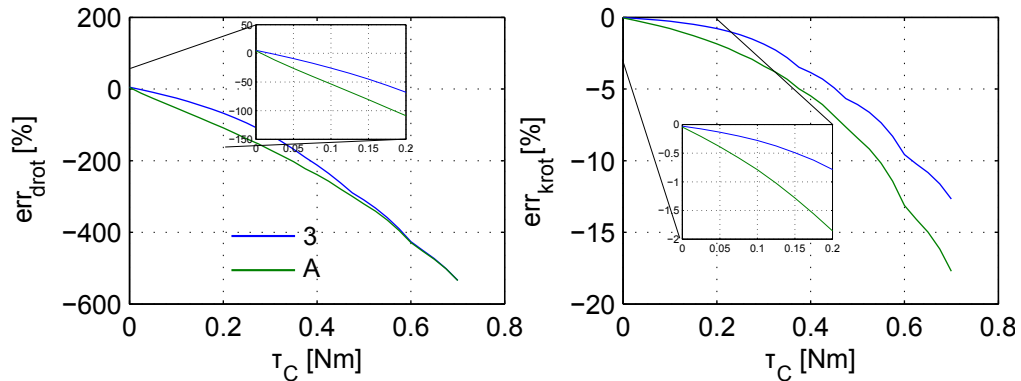


Abbildung 4.8: Fehler bei der Identifikation der Dämpfung err_{drot} (**Links**) und Steifigkeit err_{krot} (**Rechts**) in Abhängigkeit von der Coulomb Reibung.

4.3 Identifikation der Antriebseinheit

Die Antriebseinheit stellt die zentrale Komponente des modular aufgebauten minimal invasiven Instrumentes dar, da sie nicht nur in der momentanen Konfiguration sondern auch zukünftig für andere Werkzeuge verwendet werden soll. Daher ist eine Identifikation dieser Komponente besonders wichtig und stellte den zentralen Punkt dieser Arbeit dar.

Unter Voraussetzung einer sehr schnellen Stromregelung kann der verwendete Motor als ideale Momentenquelle betrachtet werden, siehe Annahme 3.1. Zur mathematischen Beschreibung der Antriebseinheit kann Gleichung (3.4) verwendet werden, welche allerdings noch die unbekannten Größen $\tau_{mot,Rippel,i}$ und $\tau_{mot,fr,i}$ enthält. Beide Größen gilt es im Weiteren zu identifizieren.

Da beide Effekte zusammen wirken ist es nicht möglich mit Hilfe von nur einem Identifikationsansatz sowohl die Drehmoment-Oberwellen der Motorrippel $\tau_{mot,Rippel,i}$ (2.7), als auch die Parameter der Reibmomente $\tau_{mot,fr,i}$ (2.12) gleichzeitig zu identifizieren. Daher wird im Weiteren eine Methode vorgeschlagen, welche beide Effekte getrennt von einander identifiziert. Aufgrund der Tatsache, dass sich die wirkenden Rippelmomente als höherfrequente Oberwellen in Motormoment und Motorgeschwindigkeit auswirken und die Reibung außerhalb von Grenzzyklen als eher niederfrequent gilt, ist es sinnvoll zunächst die Oberwellen der Motorrippel zu identifizieren und diese anschließend dann modellbasiert zu kompensieren. Ein ähnlicher Ansatz wird beispielsweise von Lampaert [24] oder Röhrig [41] vorgeschlagen. Daher wird in diesem Abschnitt zunächst in 4.3.3 die Methode zur Identifikation der Drehmoment-Oberwellen vorgestellt. Anschließend folgt dann in 4.3.4 das Verfahren zur Identifikation des statischen Reibmodells für das Reibmoment. Der hierfür entworfene Prüfstand samt Sensorik ist zuvor in Abschnitt 4.3.2 beschrieben.

Zunächst soll jedoch im einführenden Abschnitt 4.3.1 die in der Antriebseinheit beobachteten Effekte kurz erläutert werden.

4.3.1 Beobachtete Effekte und momentaner Sachverhalt

Nach Gleichung (2.7) sind die Drehmoment-Oberwellen im Allgemeinen motorpositions- und motorgeschwindigkeitsabhängig. Abbildung 4.9 zeigt den Verlauf des Motormoments $\tau_{mot,3}$ über der Motorposition $\Theta_{mot,3}$ von Motor 3. In dieser Abbildung sind jeweils mehrere Perioden der Geschwindigkeitskonstanter-

ansteuerung gezeigt, dass heißt in Abbildung 4.9 liegen mehrere Auf- und Abfahrten des Motormoments $\tau_{mot,3}$ übereinander. Da diese dennoch eine nahezu identische Charakteristik bezüglich der Motorposition $\Theta_{mot,3}$ aufweisen, kann man die abgebildeten Oberwellen im Motormoment als Motorrippel klassifizieren. Dies rechtfertigt ebenfalls die Modellierung dieser Oberwellen nach Gleichung (2.7), welche ein Moment beschreibt, das periodisch bezüglich der Motorposition $\Theta_{mot,3}$ ist. Des Weiteren lässt sich in dieser Abbildung erkennen, dass mit zunehmender Motorgeschwindigkeit $\dot{\Theta}_{mot}$, nicht nur die Amplituden der Oberwellen zunehmen, sondern auch das die dominanten Frequenzen der Oberwellen niedriger werden. Das die dominanten Frequenzen zu höheren Motorgeschwindigkeiten geringer werden verdeutlicht ebenfalls Abbildung 4.10 im respektiven Periodenspektrum (Fouriertransformation des Motormoments $|FFT(\tau_{mot,3})|$ über dem Kehrwert der Motorposition). Die charakteristische Frequenz des Rastmomentes nach Gleichung (2.6) ergibt sich für den Motor zu $f_{Cogging} = 84 [1/Umdrehung]$ und ist damit als hohe Frequenz einzustufen. Der Effekt des Rastmomentes tritt vor allem bei niedrigen Motorgeschwindigkeiten auf und verschwindet hin zu hohen Geschwindigkeiten, siehe Abschnitt 2.2.1. Dies spiegelt sich ebenfalls in Abbildung 4.9 wieder und wird nochmals durch das Periodenspektrum des Motorstromes in Abbildung 4.10 bestätigt.

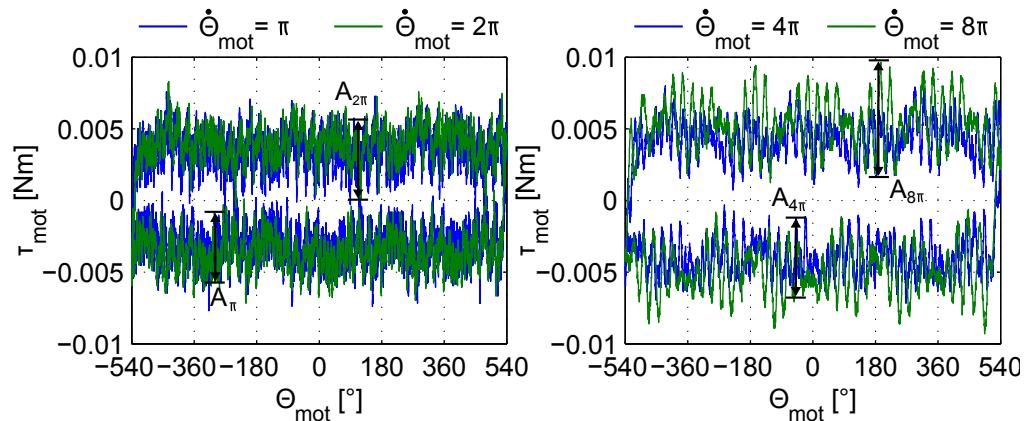
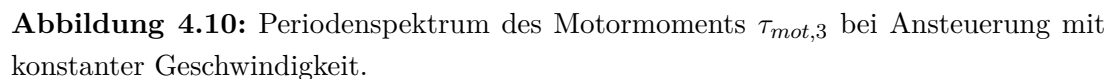


Abbildung 4.9: Mehrere Zyklen des Motormoments $\tau_{mot,3}$ über der Motorposition $\Theta_{mot,3}$ bei Antsteuerung mit konstanter Motorgeschwindigkeit von Motor 3.

Die Coulombsche und viskose Komponente des statischen Reibmodells lassen sich ebenfalls in Abbildung 4.9 abzuschätzen. Es ist festzuhalten, dass der Betrag der Coulomb Reibung τ_C im Vergleich zum Koeffizient der viskosen Reibung d_{visk} deutlich größer ist. Diese Aussage lässt sich ableiten, wenn man das Niveau des Motormoments $\tau_{mot,3}$ über mehrere Geschwindigkeiten betrachtet. Dieses Niveau



Um beide hier bisher angesprochenen Effekte zu Identifizieren, wird der im Weiteren erläuterte Prüfstand verwendet.

4.3.2 Aufbau des Prüfstandes

Der entworfene Prüfstand soll zur Identifikation der Drehmoment-Oberwellen der Motoren sowie der Reibung in der Antriebseinheit dienen. Um die durch Reibung oder Motorrippel verlorene mechanische Energie zu quantisieren, wird antriebsseitig (Index m) ein Kraftsensor sowie ein Beschleunigungssensor an die Schubstange eines Motors angebracht. Durch den überlagerten PD -Regler wird nach Gleichung (2.2) ein Sollmoment $\tau_{mot,d}$ erzeugt, welches bei einem idealen, verlustfreien Motor vollständig durch den Sensor antriebsseitig (Index m , vergleiche Abschnitt 3.3) messbar ist und es gilt,

$$\begin{aligned}
\tau_{mot,d,i} &= \eta_S \cdot F_{m,sens}, \\
\tau_{mot,d,i} &= \eta_S \cdot m_{Antrieb} \cdot a_{m,sens}.
\end{aligned} \tag{4.23}$$

Der Index $i = \{1, 2, 3\}$ bezeichnet hier erneut den jeweiligen Motor. Da in jedem Motor nachweisbar Drehmoment-Oberwellen sowie ein Reibmoment wirken (siehe exemplarisch Abbildung 4.9 für Motor 3), muss Gleichung (4.23) durch ein Verlustmoment $\tau_{mot,Verlust}$ korrigiert werden,

$$\begin{aligned}
\tau_{mot,d,i} &= \frac{1}{\eta_S} \cdot F_{m,sens} + \tau_{mot,Verlust,i}, \\
\tau_{mot,d,i} &= \frac{1}{\eta_S} \cdot m_{Antrieb} \cdot a_{m,sens} + \tau_{mot,Verlust,i}.
\end{aligned} \tag{4.24}$$

Hierbei stellt $F_{m,sens} \in \mathbb{R}$ und $a_{m,sens} \in \mathbb{R}$ die antriebsseitig gemessene Kraft und Beschleunigung dar. Das Übersetzungsverhältnis η_S (Tabelle 2.1.1) transformiert die Kraft/Beschleunigung vom Antriebskoordinatensystem \mathbf{I}_m in das Motorkoordinatensystem \mathbf{I}_{mot} , siehe Abschnitt 3.3.

Die Aufhängung des Instrumentes sowie eine Vorrichtung zur Befestigung des Kraft- und Beschleunigungssensors wurde im Rahmen dieser Arbeit selbst konstruiert und von der institutseigenen Werkstatt gefertigt. Die Konstruktionszeichnungen finden sich im Anhang A.1. Der Aufbau des Prüfstandes ist in Abbildung 4.11 gezeigt. Die in der MICA integrierte Sensorik wird ebenfalls zur Identifikation der Parameter verwendet. Der teilabsolute MR- Positionssensor liefert die aktuelle Motorposition Θ_{mot} . Aus dieser aktuellen Position wird dann numerisch die Motorgeschwindigkeit $\dot{\Theta}_{mot}$ abgeleitet. Beide Signale sowie der momentenbildende Strom i_{sq} wird von dem Hardware-Abstraction-Layer (HAL), die Schnittstelle zur Kommunikation zwischen MICA, Elektronik und Echtzeitrechner, ausgegeben.

Wie bereits erwähnt wurde antriebsseitig ein Beschleunigungssensor [16] und ein Kraftsensor [44] integriert, siehe Abbildung 4.11. Die jeweils analogen Spannungssignale der Sensoren werden über eine Connectorbox [18] und ein Data Acquisition Board von National Instruments [17] in den Echtzeitrechner eingelesen. Aufgrund der Tatsache, dass die Kraftmessung auf Dehnmessstreifen in Brückenschaltung basiert, werden die Signale des Kraftsensors vor dem Einlesen noch verstärkt [30]. Alle erwähnten Komponenten der Messvorrichtung sind in Abbildung 4.11 zu sehen.

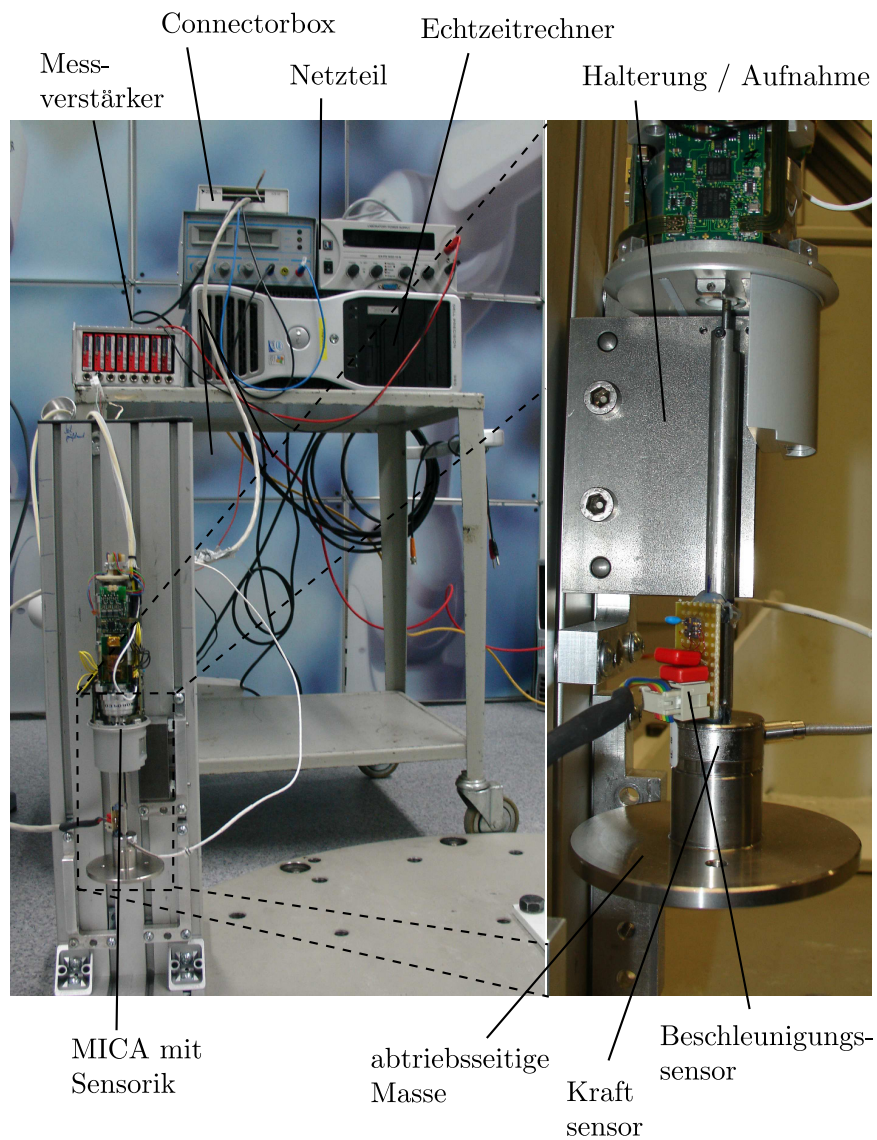


Abbildung 4.11: Prüfstand zur Identifikation der Antriebseinheit mit allen notwendigen Komponenten

Für die Versuche führt die abtriebseitige Masse zusammen mit den Sensoren eine lineare Auf- und Abbewegung durch, die durch die Motorposition $\Theta_{mot,i}$ vorgegeben wird. Durch geeignete Wahl der Messtrajektorie kann die Identifikation bestimmter Parameter unterstützt werden. Eine spezielle Messtrajektorie soll im nächsten Unterabschnitt näher beleuchtet werden.

Geeignete Trajektorie zur Parameteridentifikation

Die antriebsseitigen Sensoren für Kraft $F_{m,sens}$ und Beschleunigung $a_{m,sens}$ messen bei Bewegung der Motoren neben der Gewichtskraft der Masse auch die dynamischen Kräfte (Trägheitskräfte) sowie die überlagerten Drehmoment-Oberwellen der Motorrippel. In dem man die Masse des Prüfstandes parallel zur Gravitationsfeld der Erde anordnet lässt sich die Gewichtskraft eliminieren. Dynamische Kraft $\tau_{mot,innertia}$ und Drehmoment-Oberwellen sind allerdings einander so überlagert, dass der Aufbau des Prüfstandes hier keine Entkopplung dieser beiden Komponenten erreicht. Abhilfe schafft die Vorgabe einer konstanten Motorgeschwindigkeit $\dot{\Theta}_{mot,i}$, da so die dynamischen Kräfte $\tau_{mot,innertia,i}$ vernachlässigt werden können,

$$\tau_{mot,innertia,i} = J_{ii} \cdot \ddot{\Theta}_{mot,i} \stackrel{\dot{\Theta}_{mot}=const_i \rightarrow \ddot{\Theta}_{mot}=0}{=} 0. \quad (4.25)$$

Momentan ist im Instrument MICA nur eine Positionsregelschleife der Stromregelschleife übergeordnet (siehe Abbildung 2.4). Deshalb ist es nicht möglich dem System direkt eine konstante Sollgeschwindigkeit als Führungsgröße vorzugeben. Eine in dieser Arbeit genutzte Trajektorie zur Positionsvorgabe $\Theta_{mot,d}$ ist die Dreiecksfunktion, bei welcher die Position linear bis zu einem Maximalwert ansteigt und anschließend bis zu einem Minimalwert abfällt. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 4.12 gezeigt. Die zeitliche Ableitung dieser Funktion ergibt ein konstantes Geschwindigkeitsprofil, welches bei der Bewegungsumkehr ihr Vorzeichen wechselt. Die Steigung einer Flanke entspricht der gewünschten Motorgeschwindigkeit $\dot{\Theta}_{mot}$. Diese wird durch die maximal gewünschte Motorgeschwindigkeit $\dot{\Theta}_{mot,max}$ und Periodendauer der Funktion,

$$\frac{T}{4} = \frac{\Theta_{mot,max}}{\dot{\Theta}_{mot}}, \quad (4.26)$$

definiert.

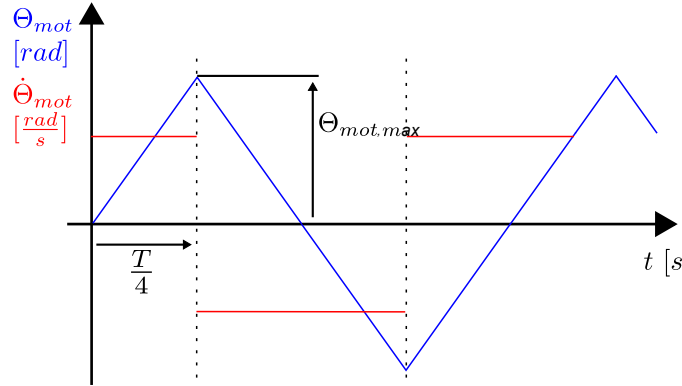


Abbildung 4.12: Prinzip der Vorgabe einer konstanten Geschwindigkeit über die Position

Ein funktioneller Zusammenhang für eine Dreiecksfunktion kann mit der Funktion

$$y(t) = A \cdot \arcsin(\sin(b \cdot t)) \quad (4.27)$$

geschaffen werden. Nun gilt es, die Parameter A $[-]$ und b $[\frac{rad}{s}]$ entsprechend festzulegen. Nach Gleichung (4.26) gilt für die Frequenz b $[\frac{rad}{s}]$ der Funktion (4.27)

$$b = \omega = 2\pi \cdot f = 2\pi \cdot \frac{1}{T} = 2\pi \cdot \frac{\dot{\Theta}_{mot}}{4 \cdot \Theta_{mot,max}}. \quad (4.28)$$

Die Steigung der Funktion (4.27) muss im linearen Bereich gleich der gewünschten Geschwindigkeit $\dot{\Theta}_{mot,i}$ sein. Damit gilt

$$\frac{d}{dt}y(t) = \dot{y}(t) = A \cdot \frac{\cos(\omega \cdot t) \cdot \omega}{\sqrt{1 - \sin^2(\omega \cdot t)}} = A \cdot \omega = \dot{\Theta}_{mot}. \quad (4.29)$$

Nach Einsetzen von Gleichung (4.28) in Gleichung (4.29) ergibt sich die Amplitude A zu

$$A = \frac{2 \cdot \Theta_{mot}}{\pi i}. \quad (4.30)$$

Mit der hergeleiteten Parametrierung kann die Vorgabe von konstanten Geschwindigkeiten gewährleistet werden.

4.3.3 Identifikationsverfahren zu den Motorrippel

Bei geschwindigkeitskonstanter Ansteuerung ($\Theta_{mot,d,i}$ mit Gleichung (4.27), Gleichung (4.28) und Gleichung (4.30) vorgeben) kann das rein geschwindigkeitsabhängige Reibmoment $\tau_{mot,fr,i}$ (Gleichung (3.3))

$$\tau_{mot,fr,i} = \tau_{C,i} \cdot \text{sign}(\dot{\Theta}_{mot,i}) + d_{visk,i} \cdot \dot{\Theta}_{mot,i}, \quad (4.31)$$

bestehend aus Coulomb- und viskoser Reibung, als ein konstanter Anteil betrachtet werden. Damit kann Gleichung (4.31) umgeformt werden zu

$$\tau_{mot,fr,i} = \begin{cases} \tau_{C,i} + d_{visk,i} |\dot{\Theta}_{mot,const,i}|, & \text{wenn } \text{sign}(\dot{\Theta}_{mot,i}) = +1, \\ -\tau_{C,i} - d_{visk,i} |\dot{\Theta}_{mot,const,i}|, & \text{wenn } \text{sign}(\dot{\Theta}_{mot,i}) = -1. \end{cases} \quad (4.32)$$

Das eingeführte Verlustmoment aus Gleichung (4.24) besteht so nur aus der konstanten Größe $\tau_{C,i} + d_{visk,i} |\dot{\Theta}_{mot,const,i}|$, sowie dem Rippelmoment (Gleichung (2.7)) $\tau_{mot,Rippel,i}$. Für $\tau_{mot,Rippel,i}$ wird im Folgenden ein Verfahren vorgeschlagen, welches dieses identifizieren kann.

Das Rippelmoment wird, wie bereits erläutert, als eine Superposition von mehreren positionsabhängigen Drehmoment-Oberwellen beschrieben. Diese Oberwellen resultieren aus unterschiedlichen Gegebenheiten und besitzen daher eine unterschiedliche Frequenz, siehe Abschnitt 2.2.1. Zur Identifikation dieser wird das in Abbildung 4.13 gezeigte Vorgehen vorgeschlagen. Dieses Vorgehen bei der Identifikation der Rippel beinhaltet ebenfalls die Kompensation dieser. Wenn es gelingt den Einfluss der Rippel zu kompensieren ist es realistischer, dass eine anschließende Identifikation der wirkenden Reibung ebenfalls zu plausiblen Ergebnissen führt. Speziell bei der Verwendung von verfeinerten Reibmodellen, beispielsweise einem dynamischen Reibmodell (Abschnitt 2.2.4), ist an eine vorherige Kompensation zu denken. Ein ähnliches Vorgehen wird in einschlägiger Literatur vorgeschlagen, siehe Lampaert [24] oder Röhrig [41].

Die Zielfunktion für die Optimierung stellt den Fehler $\mathbf{e}(\mathbf{p})$ zwischen vorgegebenen Motormoment $\boldsymbol{\tau}_{mot,d} \in \mathbb{R}^{t_{mess}}$ und antriebsseitig gemessener Kraft dar. Hierzu muss die antriebsseitig gemessene Kraft über das Übersetzungsverhältnis des Spindeltriebes in das Motorkoordinatensystem transformiert werden,

$$\tau_{mot,sens} = \frac{1}{\eta_S} \cdot \mathbf{F}_{m,sens}. \quad (4.33)$$

Bei den Größen handelt es sich um $\boldsymbol{\tau}_{mot,sens} \in \mathbb{R}^{t_{mess}}$ und $\mathbf{F}_{m,sens} \in \mathbb{R}^{t_{mess}}$. Der Wert t_{mess} ist die zeitliche Dauer der Aufnahme. Des Weiteren werden in dieser Fehlerberechnung noch das Modell der Motorrippel (2.7) sowie der konstante Anteil der statischen Reibung verwendet.

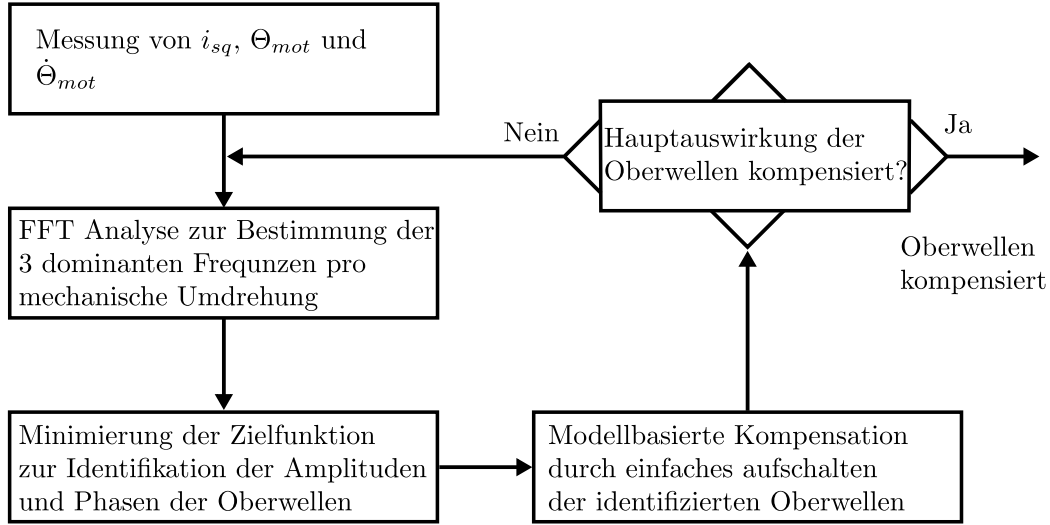


Abbildung 4.13: Vorgehen zur Identifikation und Kompensation der wirkenden Motorrippel

Der Fehler stellt sich zu

$$\mathbf{e}(\mathbf{p}) = \boldsymbol{\tau}_{mot,d,i} - (\boldsymbol{\tau}_{mot,sens} - \hat{\boldsymbol{\tau}}(\mathbf{p})) \quad (4.34)$$

dar, mit

$$\hat{\boldsymbol{\tau}}(\mathbf{p}) = \boldsymbol{\tau}_{mot,Rippel}(\mathbf{p}, \dot{\Theta}_{mot}, \Theta_{mot}) + \boldsymbol{\tau}_{mot,fr}(\mathbf{p}). \quad (4.35)$$

Die Zielparameter in $\mathbf{p} \in \mathbb{R}^{2k+1}$ sind dabei die Amplituden und Phasen k -relevanter Oberwellen. Wie viele Oberwellen relevant sind, muss anhand des Periodenspektrums des Motormoments entschieden werden. Allgemein ausgedrückt sind die Zielparameter

$$\mathbf{p} = \left(A_k \quad \phi_k \quad \left(\tau_C + d \cdot |\dot{\Theta}_{mot}| \right) \right). \quad (4.36)$$

Ob dieses vorgeschlagene Identifikationsverfahren plausible Ergebnisse liefert, ob

mit dem vorgeschlagenen Verfahren generell alle Parameter identifizierbar sind und wie empfindlich das Verfahren gegen Sensorrauschen ist, soll im nächsten Unterabschnitt mit Hilfe einer Simulation des Prüfstands evaluiert werden.

Simulation des Identifikationsverfahrens

Aufbauend auf dem in Abschnitt 3.1 vorgestellten Modell der Antriebseinheit, soll in diesem Abschnitt die in 4.3.3 vorgeschlagene Identifikationsmethode evaluiert werden. Nach der vorgeschlagenen Vorgehensweise (Abbildung 4.13) beinhaltet diese Methode auch die Kompensation der bei Bewegung wirkenden Drehmoment-Oberwellen. Ausgangspunkt dieser Verifikation ist das Modell eines Motors welches in Simulink implementiert ist. Das Blockschaltbild ist in Abbildung 3.1 gezeigt. Dieses Motormodell liefert bei Vorgabe eines dreiecksförmigen Positionsverlauf (Vorgabe einer konstanten Geschwindigkeit, Abbildung 4.12) den in Abbildung 4.14, oben, gezeigten Verlauf für das Motordrehmoment sowie das antriebsseitig gemessene Moment in Motorkoordinaten $\tau_{mot,sens}$. (Exemplarisch gezeigt für zwei vorgegebene Motor Geschwindigkeiten). Nicht abgebildet sind hier die respektiven Verläufe der Motorposition Θ_{mot} und Motor Geschwindigkeit $\dot{\Theta}_{mot}$, welche ebenfalls für die Minimierung der Zielfunktion (4.34) notwendig sind. In Abbildung 4.14 unten ist die Fouriertransformation des Motormoments τ_{mot} über der Motorposition gezeigt (vergleiche Vorgehen aus Abbildung 4.13), in welchem die dominanten Frequenzen der Drehmoment-Oberwellen identifiziert werden können (ebenfalls exemplarisch für zwei Motor Geschwindigkeiten gezeigt). Im Modell der MICA wurde in Anlehnung an die Theorie über die Herkunft der Drehmoment-Oberwellen sowie in Anlehnung an das reale System (siehe Abschnitt 4.3.1) die Frequenzen der Oberwellen als ganzzahlige vielfache der Polpaar- und Zähnezahll modelliert. Die charakteristische Frequenz des Rastmomentes, $f_{Cogging} = 84 \frac{1}{Umdrehung}$ (siehe Gleichung (2.6)) wurde im Simulationsmodell ebenfalls realisiert. Durch Minimierung der Zielfunktion (4.34) werden anschließend die k Amplituden und Phase dieser Oberwellen identifiziert. Die dominierenden Frequenzen werden aus den respektiven Periodenspektren der unterschiedlichen Geschwindigkeiten herausgelesen. Ziel ist es, die Amplituden der Oberwellen in Abhängigkeit der Motor Geschwindigkeiten zu identifizieren. Das heißt, für eine bestimmte Oberwelle mit Frequenz f_1 ergibt sich eine Amplitude $A_1(\dot{\Theta}_{mot})$ die von der momentanen Motor Geschwindigkeit abhängt. Deswegen ist es nötig, sich über alle aufgenommenen Geschwindigkeiten auf bestimmte, wiederholend auftretende, dominierende Frequenzen zu beschränken (hier $k = 5$,

siehe Abbildung 4.14).

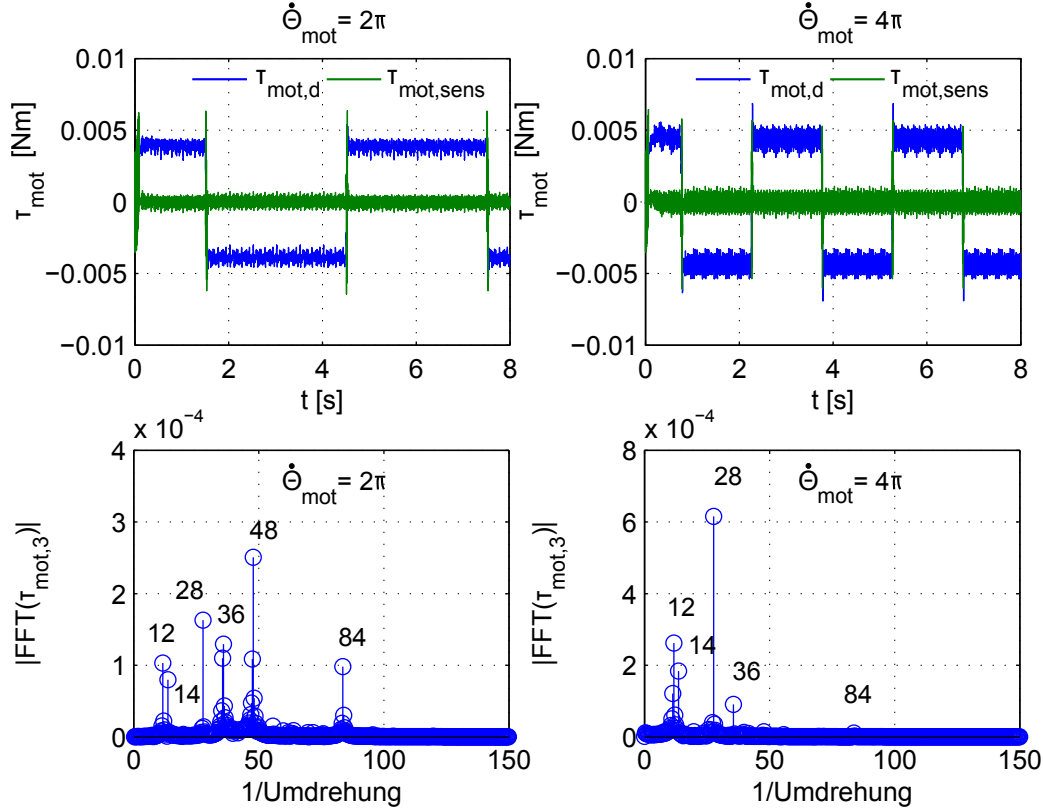


Abbildung 4.14: Oben: Verlauf des Motormoments $\tau_{mot,d}$ und des vom Kraftsensor gemessenen Moments $\tau_{mot,sens}$ für zwei Geschwindigkeiten bei geschwindigkeitskonstanter Ansteuerung. Unten: Respektives Periodenspektrum des Motormoments τ_{mot} zur Identifizierung der dominanten Frequenzen

Die verbleibenden Frequenzen können dann anschließend in einem zweiten Schritt identifiziert werden. Diesem Schritt geht dann eine Kompensation der bereits identifizierten 5 dominierenden Frequenzen voraus. Die $k = 5$ Frequenzen sollen hier zunächst zu

$$f_1 = 12, f_2 = 14, f_4 = 28, f_5 = 48, f_3 = 84 \left[\frac{1}{\text{Umdrehung}} \right] \quad (4.37)$$

festgelegt werden. Damit ist die Dimension des Vektors $\mathbf{p} \in \mathbb{R}^{11}$. Ein Beispiel für die Qualität der Identifikation ohne Rauscheinflüsse der Sensorik zeigt Abbildung 4.15 am Beispiel von zwei gewählten Geschwindigkeiten. Diese Abbildung zeigt, dass der Fehler $\mathbf{e}(\mathbf{p})$ zwischen dem simuliertem Verhalten des Motors

$\tau_{mot,d,i}$, $\tau_{mot,sens}$ (4.34) sowie dem Modell der Identifikation $\hat{\tau}(p)$ klein ist. Beide Verläufe passen sehr gut zusammen und damit kann angenommen werden, dass die vorgeschlagene Methode gute Ergebnisse liefert.

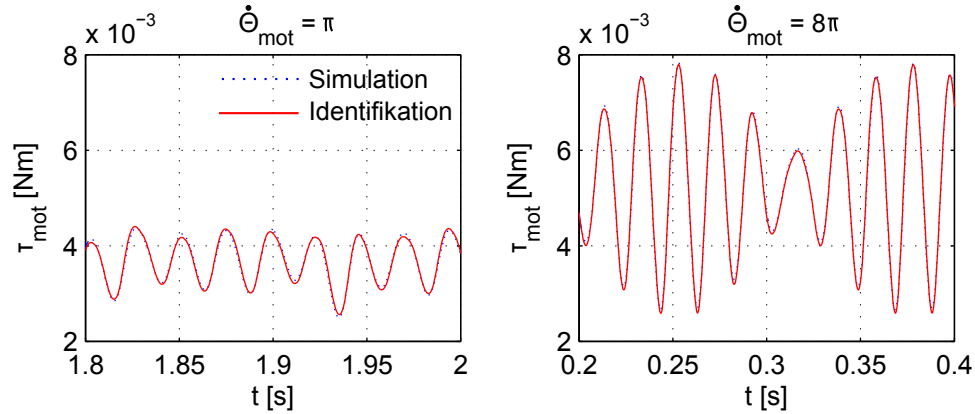


Abbildung 4.15: Vergleich zwischen Motormoment im Simulationsmodell und dessen Schätzung von Motor 3 bei der Identifikation der Drehmoment-Oberwellen, gezeigt für zwei Motorgeschwindigkeiten $\dot{\Theta}_{mot} = \pi, 8\pi \left[\frac{rad}{s} \right]$

Im Weiteren werden nicht wie bei der Identifikation der Seildynamik (siehe Abschnitt 4.2.3) Fehleranalysen präsentiert, da dies für $L = 11$ Parameter unübersichtlich ist. Es kann jedoch festgehalten werden, dass bei einem Messrauschen mit Varianz $Var = 10^{-2}$ des antriebsseitigen Sensors das Optimierungsproblem gerade noch konvergiert und vernünftige Ergebnisse liefert. Dies wird in Abbildung 4.16 verdeutlicht, da hier die Verläufe des Simulationsmodells (blau) und des Identifikationsmodells (rot) noch zusammenpassen.

Des Weiteren kann festgehalten werden, dass bei einem normalverteiltem Encoderrauschen von mehr als $Var = 10^{-4}$ die Identifikation der dominanten Frequenzen nicht mehr vollständig möglich ist, da das Periodenspektrum mit zunehmendem Rauschen unschärfer wird. Dieser Sachverhalt wird im unscharfen Periodenspektrum aus Abbildung 4.17 deutlich. Das zusätzliche Encoderrauschen wirkt sich auf mehrere Größen gleichzeitig aus. Zunächst auf die Motorgeschwindigkeit $\dot{\Theta}_{mot,3}$, welche durch numerisches aus der Motorposition gewonnen wird. Dadurch wird ebenfalls das vom Regler kommandierte Motormoment $\tau_{mot,d}$ beeinflusst. Alle genannten Größen gehen in die Fouriertransformation zur Erzeugung des Periodenspektrums ein und bewirkt die gezeigte unschärfe. Dadurch wird es unmöglich die vorher klar definierten Frequenzen aus Gleichung (4.37) im unscharfen Periodenspektrum zu erkennen (siehe Abbildung 4.17).

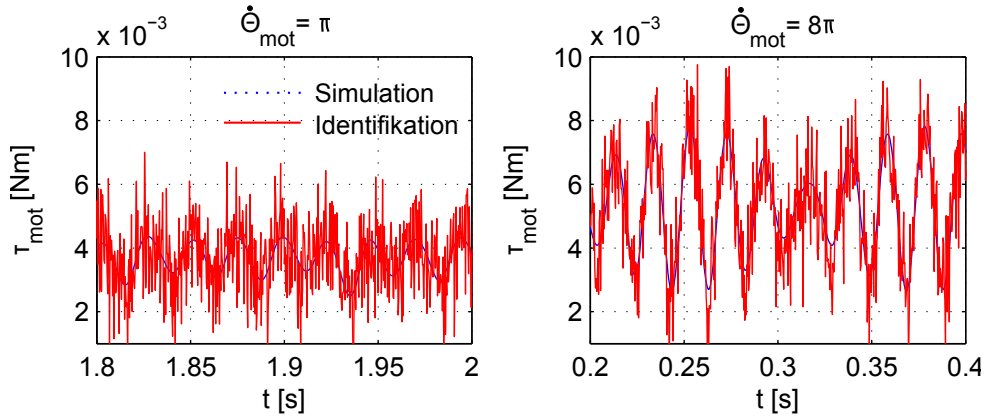


Abbildung 4.16: Vergleich zwischen Motormoment im Simulationsmodell und dessen Schätzung von Motor 3 bei der Identifikation der Drehmoment-Oberwellen unter Einfluss von Messrauschens, gezeigt für zwei Motorgeschwindigkeiten $\dot{\Theta}_{\text{mot}} = \pi, 8\pi \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$

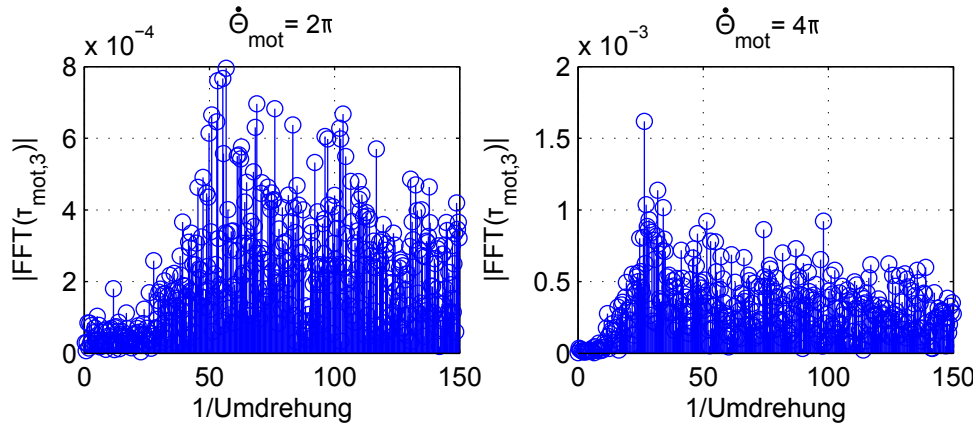


Abbildung 4.17: Einfluss von Encoderrauschen auf die schärfe des Periodenspektrums. Hier mit einer Varianz von $\text{Var} = 10^{-4}$.

Die Konditionszahl der Identifikation scheint unabhängig von den getesteten Geschwindigkeiten zu sein und liegt bei $c(\mathbf{J}) \approx 14.2$. In Anbetracht der $L = 11$ Parameter die hier identifiziert werden kann die Identifikation hier als sehr gut konditioniert charakterisiert werden. In Abbildung 4.18 ist der Einfluss des Mess- und Encoderrauschens der Versuche gezeigt, wobei sich die Konditionszahl $c(\mathbf{J})$ unempfindlich gegenüber beiden Rauscheinflüssen zeigt.

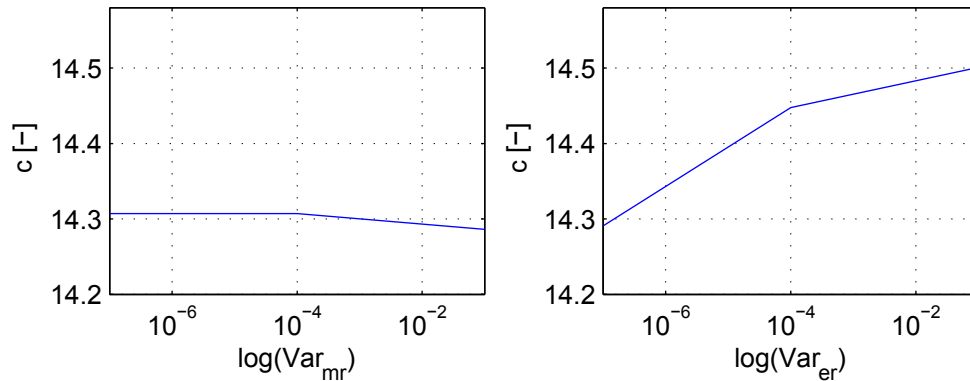


Abbildung 4.18: Auswirkung von mit-modelliertem Mess- (**links**) und Encoderrauschen (**rechts**) auf die Konditionszahl c der Identifikation

Der letzte Schritt in Anlehnung an das in Abbildung 4.13 vorgeschlagene Vorgehen beinhaltet die modellbasierte Kompensation der identifizierten Drehmoment-Oberwellen. Diese modellbasierte Kompensation wird durch ein einfaches Aufschalten dieser Drehmoment-Oberwellen erreicht. Abbildung 4.19 erläutert diese Aufschaltung am Blockschaltbild eines einzelnen Motors. Die modellbasierte Kompensation führt in der Simulation zu den in Abbildung 4.20 gezeigten Ergebnissen. Es ist erkennbar, dass trotz der Kompensation immer Oberwellen im Motormoment vorhanden sind. Dies lässt sich anhand von zwei Punkten erklären. Zunächst werden nur 5 Frequenzen der Oberwellen modellbasiert kompensiert. Weiter führen bei den identifizierten Phasen auch kleine Fehler zu Abweichungen zwischen Modell und Identifikation, wodurch die Oberwellen nicht vollständig ausgelöscht werden.

Am realen System verlangt die Kompensation der Drehmoment-Oberwellen einen absoluten Positionssensor damit die identifizierten Phasen der Oberwellen mit denen des Motors übereinstimmen. Ohne diese exakte Übereinstimmung, durch eine eventuell vorhandene Phasenverschiebung zwischen identifizierter und realer Phase, kann die hier vorgeschlagene modellbasierte Kompensation sogar zur Verstärkung der identifizierten Drehmoment-Oberwellen führen. In wie weit man beim vorliegenden Instrument davon ausgehen kann, dass die antriebsseitig angebrachten Potentiometer zuverlässige, hysteresefreie Werte der absoluten Position liefern muss noch geklärt werden. Hierzu wird auf Kapitel 5 Abschnitt 5.2.1 verwiesen.

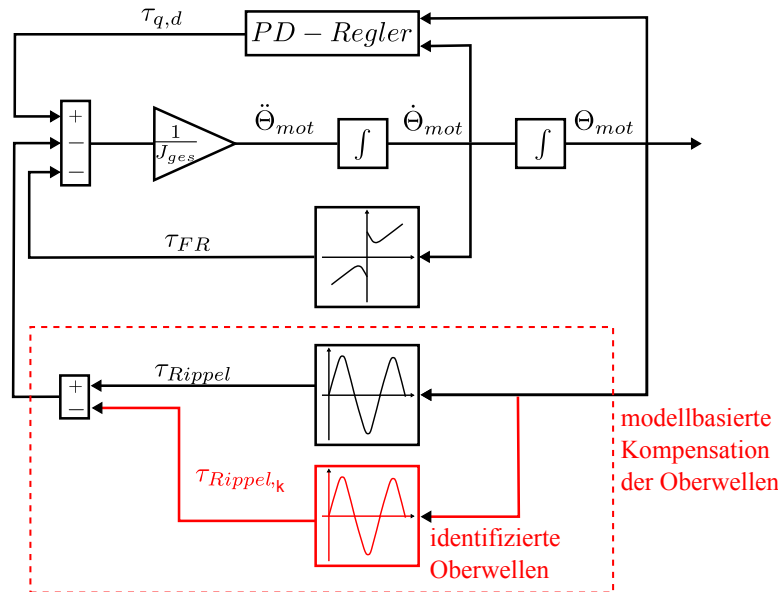


Abbildung 4.19: Blockschaltbild zur Erklärung der modellbasierten Rippelkompensation: Aufschaltung der identifizierten Drehmomentoberwellen (rote Signalpfeile)

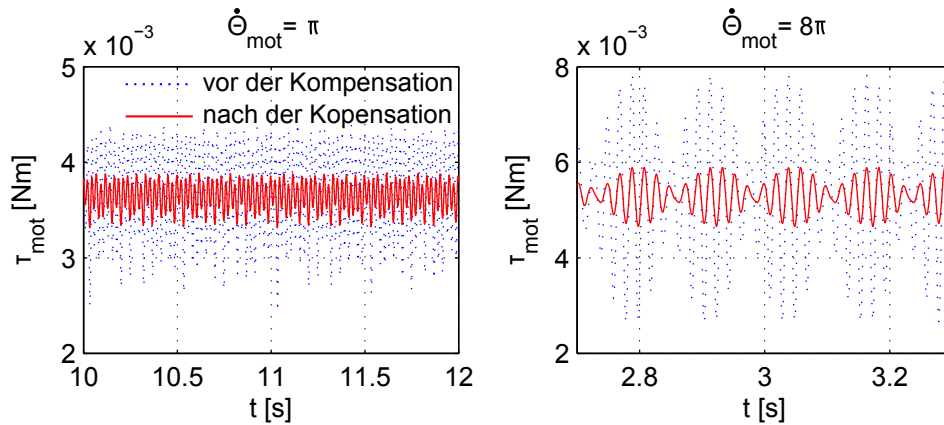


Abbildung 4.20: Ergebnisse der modellbasierten Kompensation der Motorrippel durchgeführt in Motor 3 und exemplarisch anhand zwei Motorgeschwindigkeiten gezeigt.

4.3.4 Identifikationsverfahren zur Reibung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde für die Antriebseinheit des minimal invasiven Instruments MICA das statische Reibmodell identifiziert. Eine anschließende Identifikation des dynamischen Reibmodells soll in weiteren Arbeiten in diesem Ge-

biet durchgeführt werden. Das hier angewandte statische Reibmodell besteht aus Coulomb und viskoser Reibung. Nach Gleichung (2.12) stellt sich damit das Reibmoment in Antriebskoordinaten zu

$$\tau_{mot,fr,i} = \tau_{C,i} \cdot \text{sign}(\dot{\Theta}_{mot,i}) + d_{visk,i} \cdot \dot{\Theta}_{mot,i} \quad (4.38)$$

dar. Zur Identifikation dieses Reibmodells wird erneut die Vorgabe einer konstanten Geschwindigkeit verwendet, siehe Abschnitt 4.3.1.

Die Zielfunktion, welche durch Minimierung die Zielparameter

$$\mathbf{p} = \begin{pmatrix} \tau_C & d_{visk} \end{pmatrix} \quad (4.39)$$

identifiziert lautet

$$\mathbf{e}(\mathbf{p}) = \boldsymbol{\tau}_{mot,d} - \boldsymbol{\tau}_{mot,sens} - \hat{\boldsymbol{\tau}}(\mathbf{p}). \quad (4.40)$$

In dem Term $\hat{\boldsymbol{\tau}}_{mot}(\mathbf{p}) \in \mathbb{R}^{M \cdot t_{vconst}}$ ist das verwendete Reibmodell (4.38) enthalten, das es zu identifizieren gilt. Hinsichtlich der Identifikation des Parameters d_{visk} müssen in den gemessenen Größen $\boldsymbol{\tau}_{mot,d}$ und $\boldsymbol{\tau}_{mot,sens}$ Verläufe mit M unterschiedlichen Geschwindigkeitsniveaus enthalten sein. t_{vconst} ist die Zeitspanne einer Messung während dessen die Geschwindigkeit konstant ist.

Verifikation des Identifikationsverfahrens

Aufgrund der erwähnten Schwierigkeiten in der realen Kompensation der Motorriple soll im Weiteren ausschließlich die Identifikation der Reibung ohne Kompensation in der Simulation evaluiert werden. Die Evaluation der Identifikation wird erneut in MATLAB/Simulink mit dem erzeugten Modell der Antriebseinheit der MICA durchgeführt, welches schon in Abschnitt 4.3.3 verwendet wurde. Die Identifikation der Reibung liefert die in Abbildung 4.21 gezeigten Ergebnisse. Durch den Vergleich des modellierten Verhaltens (blau) und des indentifizierten Verhaltens (rot) lässt sich abschätzen, dass der Fehler zwischen beiden gering ist und damit die vorgeschlagene Methode auf plausible Werte führt.

Interessant ist nun erneut der Einfluss des Messrauschens auf die Ergebnisse der Identifizierung. In Abbildung 4.22 sind die Verläufe des Fehlers der Zielparame-

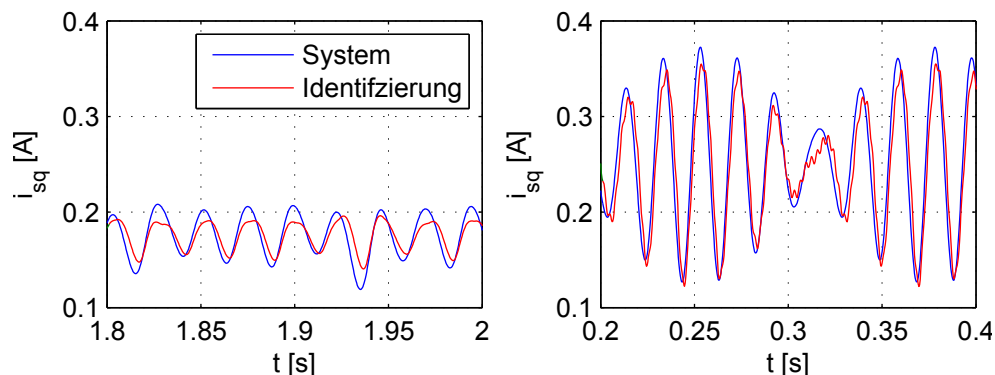


Abbildung 4.21: Vergleich zwischen Motormoment τ_{mot} und dessen Schätzung $\hat{\tau}(\mathbf{p})$ bei der Identifikation des statischen Reibmodells

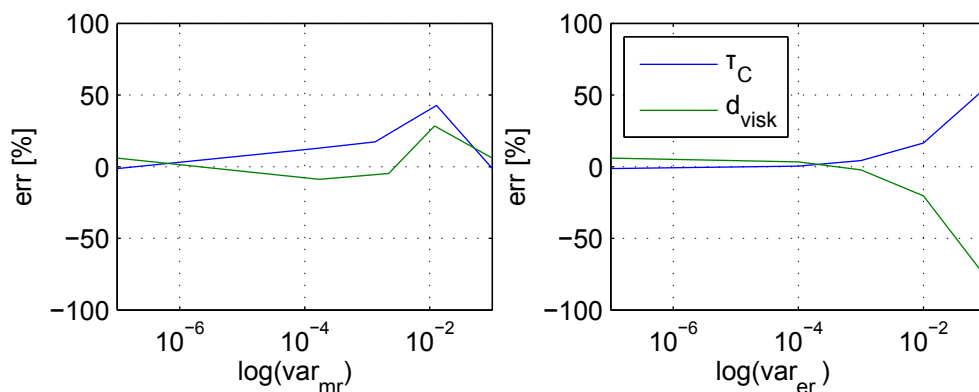


Abbildung 4.22: Einfluss des Messrauschens des abtriebsseitigen Sensors, **links**, und Encoderrauschens des Positionssensors, **rechts**, auf die identifizierten Parameter τ_C und d_{visk}

ter τ_C und d_{visk} unter Einfluss von unterschiedlichem, normalverteiletem Messrauschen.

Es lässt sich hierbei zunächst festhalten, dass der Rauscheinfluss des Kraft- beziehungsweise Beschleunigungssensors sowie der Einfluss des Encoderrauschens nicht sehr groß sind (siehe Abbildung 4.22, links und rechts). Später bei der Identifikation des realen Systems in Abschnitt 5.2 soll dann allerdings mit Hilfe der Varianzbestimmung der Sensoren abgeschätzt werden, mit welchem Fehler bei der Identifikation der Reibungsparameter zu rechnen ist.

Die Konditionierung der Reib-Identifikation ist mit einer Konditionszahl von $c = 24$ als eher schlechter konditioniert einzustufen, da nur zwei Parameter identifiziert werden. Dies liegt daran, dass im realen System die Parameter des statischen Reibmodells τ_C und d_{visk} in ihrer Größe stark von einander abweichen und

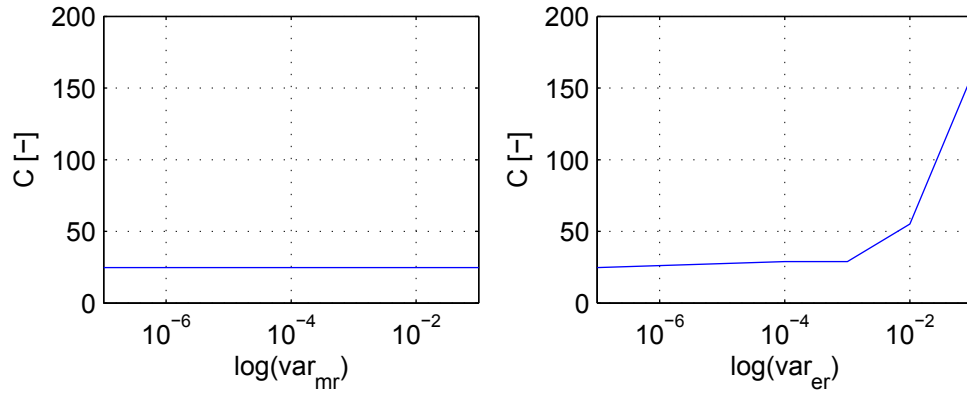


Abbildung 4.23: Einfluss von Mess- (links) und Encoderrauschen (rechts) auf die Konditionszahl $c(\mathbf{J})$ des Identifikationsverfahrens

so der Parameter d_{visk} bei der Minimierung des Fehlers einen erheblich kleineren Einfluss besitzt als τ_C .

Kapitel 5

Auswertung der Parameteridentifikation

Gegenstand dieses Kapitels ist die Auswertung der durchgeführten Identifikationsverfahren zur Bestimmung der Modellparameter für das minimal invasive Instrument MICA. Hierfür werden die in Kapitel 4 vorgeschlagenen Verfahren für die jeweiligen Komponenten verwendet, welche dort bereits theoretisch hergeleitet wurden sowie deren Funktion anhand von Simulationen nachgewiesen wurde.

In Anlehnung an die Reihenfolge aus Kapitel 4 werden in Abschnitt 5.1 die Ergebnisse der Identifikation der Seildynamik präsentiert. Anschließend folgen in Abschnitt 5.2 dann die Identifikationsergebnisse für die Antriebseinheit.

5.1 Identifikation der Seildynamik

Das in Abschnitt 4.2 vorgeschlagene Verfahren zur Identifikation der Seildynamik führte bereits in der Simulation zu guten Ergebnissen und die gemachten Modellfehler sowie Fehler durch die Auswirkung von Sensorrauschen sind abschätzbar. Bisher war zunächst noch unklar, ob es sich beim Rauschen des Beschleunigungssensors um normalverteiltes Rauschen handelt und welche Varianz es besitzt. Abbildung 5.1 zeigt das Histogramm des Signals des unausgelenkten Beschleunigungssensors. Aufgrund der charakteristischen Form darf im Weiteren von normalverteiltem, gaußschen Rauschen ausgegangen werden. Die Varianz des Sensorrauschens liegt bei $Var = 3.6 \cdot 10^{-3}$ und ist damit sehr gering.

In Abbildung 4.4 aus Abschnitt 4.2.3 wurde gezeigt, dass die Schwingung mit zunehmender Coulomb Reibung stärker und linearer abklingt. In den gemessenen Beschleunigungsschwingungen ist der Einfluss der Coulomb Reibung zwar sichtbar (leicht lineares Abklingverhalten, siehe Abbildung 5.1 rechts), allerdings dominiert dieser Einfluss nicht.

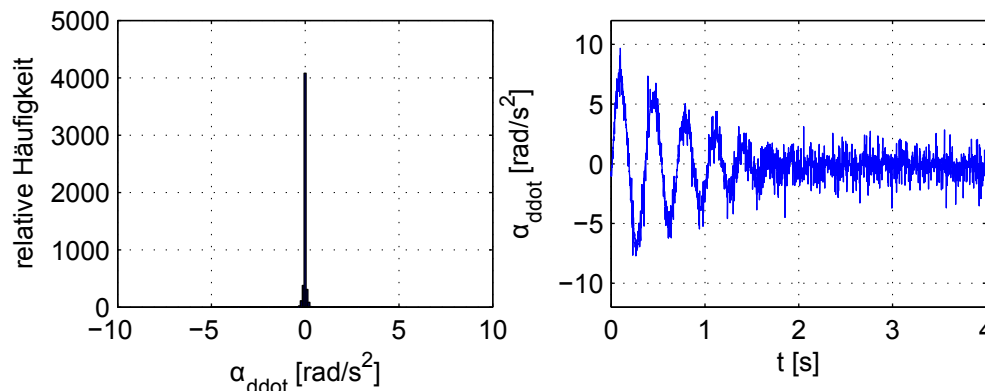


Abbildung 5.1: Links: Histogramm des Beschleunigungssignals zur Beurteilung des Messrauschens. **Rechts:** Gedämpfte Schwingung der Winkelbeschleunigung $\ddot{\alpha}$ (hier α_{ddot}) des Seilprüfstandes

In Abbildung 5.2 wird beispielhaft an einer Schwingung der gemessenen Beschleunigung gezeigt, dass die Beschleunigungen aus experimenteller Messung und Modell, sowohl bei Verwendung von nur 3 Extrema (links) als auch bei der Identifikation der gesamten Schwingung (rechts) gut übereinstimmen. Daher kann in Anlehnung an Abschnitt 4.2.3 davon ausgegangen werden, dass die identifizierten Parameter plausibel sind. Allerdings wurde aufgrund der Fehlerabschätzung aus Abschnitt 4.2 entschieden, dass die Identifikation bei Verwendung von nur 3 Extrema der Schwingung bessere Werte liefert.

Mit der gegebenen Varianz von $Var = 3.6 \cdot 10^{-3}$ des Beschleunigungssensors kann die Fehlerentwicklung (Abbildung 4.6) durch Einwirkung des Messrauschens vernachlässigt werden. Durch die nicht berücksichtigte Reibung im Identifikationsverfahren werden bei der Bestimmung der Dämpfung sowie der Steifigkeit zusätzliche Fehler gemacht, siehe Abbildung 4.8. Dabei geht aus dieser Abbildung hervor, dass die Dämpfung ungefähr 70% zu groß und die Steifigkeit ungefähr 1% zu groß geschätzt werden. Dieser Fehlerabschätzung liegt die Annahme zugrunde, dass die wirkende Reibung klein ist ($\tau_C < 0.2[\text{Nm}]$). Unter Berücksichtigung dieser Fehleranalysen ergeben sich die in Tabelle 5.1 zusammengefassten Werte für die dynamischen Parameter der Seile, sowie zur allgemeingültigen Anwendung

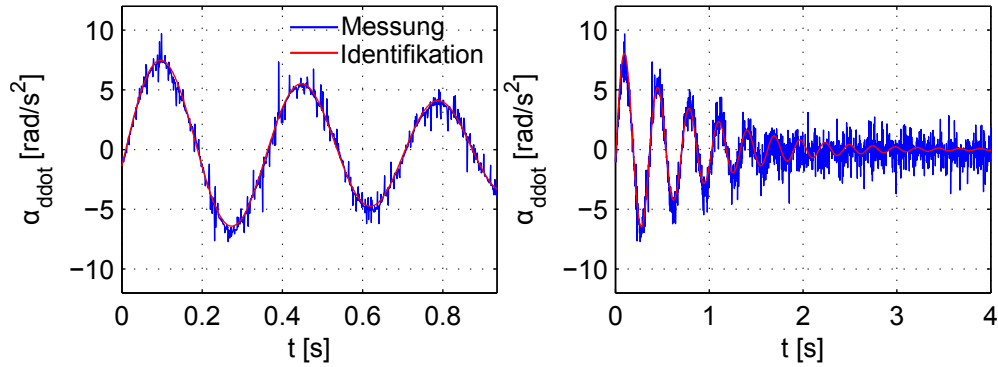


Abbildung 5.2: Vergleich von identifizierter Beschleunigungsschwingung bei Verwendung von 3 Extrema (links) und der gesamten Schwingung, rechts.

die auf die Seillänge normierten Werte für Dämpfung und Steifigkeit der Seile.

Größe	$d_{rot} \left[\frac{Nsm}{rad} \right]$	$k_{rot} \left[\frac{Nm}{rad} \right]$
ohne Korrektur	1.9491	234.9463
mit Korrektur	1.1813	232.6201
Größe	$d_{rot,norm} \left[\frac{Nsm_{applied}}{m} \right]$	$k_{rot} \left[\frac{Nm_{applied}}{m} \right]$
ohne Korrektur	2.9549	356.1902
mit Korrektur	1.7909	352.6636

Tabelle 5.1: Identifizierte Größen für die dynamischen Parameter der Seile des Instruments. Jeweils angegeben vor der Korrektur des abgeschätzten Fehlers (ohne Korrektur) und danach (mit Korrektur).

5.2 Identifikation der Antriebseinheit

Wie in Kapitel 4, Abschnitt 4.3 bereits festgehalten wurde, lassen sich die Drehmoment-Oberwellen sowie die Reibung nicht in einem Ansatz gemeinsamen identifizieren. Daher werden zunächst die auftretenden Oberwellen im Motormoment in 5.2.1 identifiziert. Aus noch genannten Gründen war es im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht möglich die Drehmoment-Oberwellen der Motorrippel modelbasiert zu kompensieren. Dieses Vorgehen wurde in Abschnitt 4.3.3, Abbildung 4.13 vorgeschlagen. Allerdings führte die anschließende Identifikation des

Reibmodells trotzdem zu guten Ergebnissen. Die Ergebnisse dieser Identifikation für das angesetzte Reibmodell der Motoren wird in Abschnitt 5.2.2 präsentiert.

5.2.1 Identifikation der Motorrippel

Wie später in Kapitel 6 Abschnitt 6.1 noch gezeigt wird, kann bei den verwendeten Motoren in der Antriebseinheit des Instrumentes MICA nicht davon ausgegangen werden, dass es sich um identische Komponenten handelt. Bei den Messungen zur Identifikation der Antriebseinheit wurde beispielsweise festgestellt, dass die dominanten Frequenzen von Motor 1, Motor 2 und Motor 3 verschieden sind. Für die Identifikation der Motorrippel bedeutet dies, dass jeder der Motoren ein charakteristisches Periodenspektrum besitzt in welchem unterschiedlich dominante Frequenzen vorliegen. Dies wird beispielsweise in Abbildung 4.10, vergleich oben und unten, deutlich. Aufgrund dieser Tatsache wird im Folgenden das Vorgehen, sowie die damit erzielten Ergebnisse in der Identifikation der Motorrippel für Motor 1 und Motor 3 exemplarisch aufgezeigt. Daran sollen dann auch die auftretenden Schwierigkeiten aufgrund der vorhandenen Varianz der dominierenden Frequenzen verdeutlicht werden.

Die dominanten Frequenzen der Drehmoment-Oberwellen von Motor 1 weichen von denen von Motor 3 ab, was sich im Periodenspektrum von Motor 1 zeigt (siehe Abbildung 5.3, oben). Es lassen sich $k = 5$ relevante Frequenzen identifizieren,

$$f_1 = 1, f_2 = 12, f_3 = 14, f_4 = 24, f_5 = 84, \left[\frac{1}{Umdrehung} \right]. \quad (5.1)$$

Durch Minimierung der Zielfunktion (4.34) finden sich die zu den $k = 5$ identifizierten Frequenzen die Amplituden A_i und Phasen ϕ_i sowie der konstante Anteil des Reibmoments. Die Identifikation liefert plausible Ergebnisse, da der Verlauf des identifizierten Motormoments $\hat{\tau}(\mathbf{p})$ (4.35) und gemessenem Motormoment $\tau_{mot,1}$ gut zusammenpassen, vergleich Abbildung 5.4, oben.

Aus dem Periodenspektrum von Motor 3 (Abbildung 5.3, unten) lassen sich $k = 5$ relevanten Frequenzen identifizieren mit (hier zum Vergleich ebenfalls nur 5 gewählt),

$$f_1 = 1, f_2 = 3, f_3 = 12, f_4 = 14, f_5 = 84, \left[\frac{1}{Umdrehung} \right]. \quad (5.2)$$

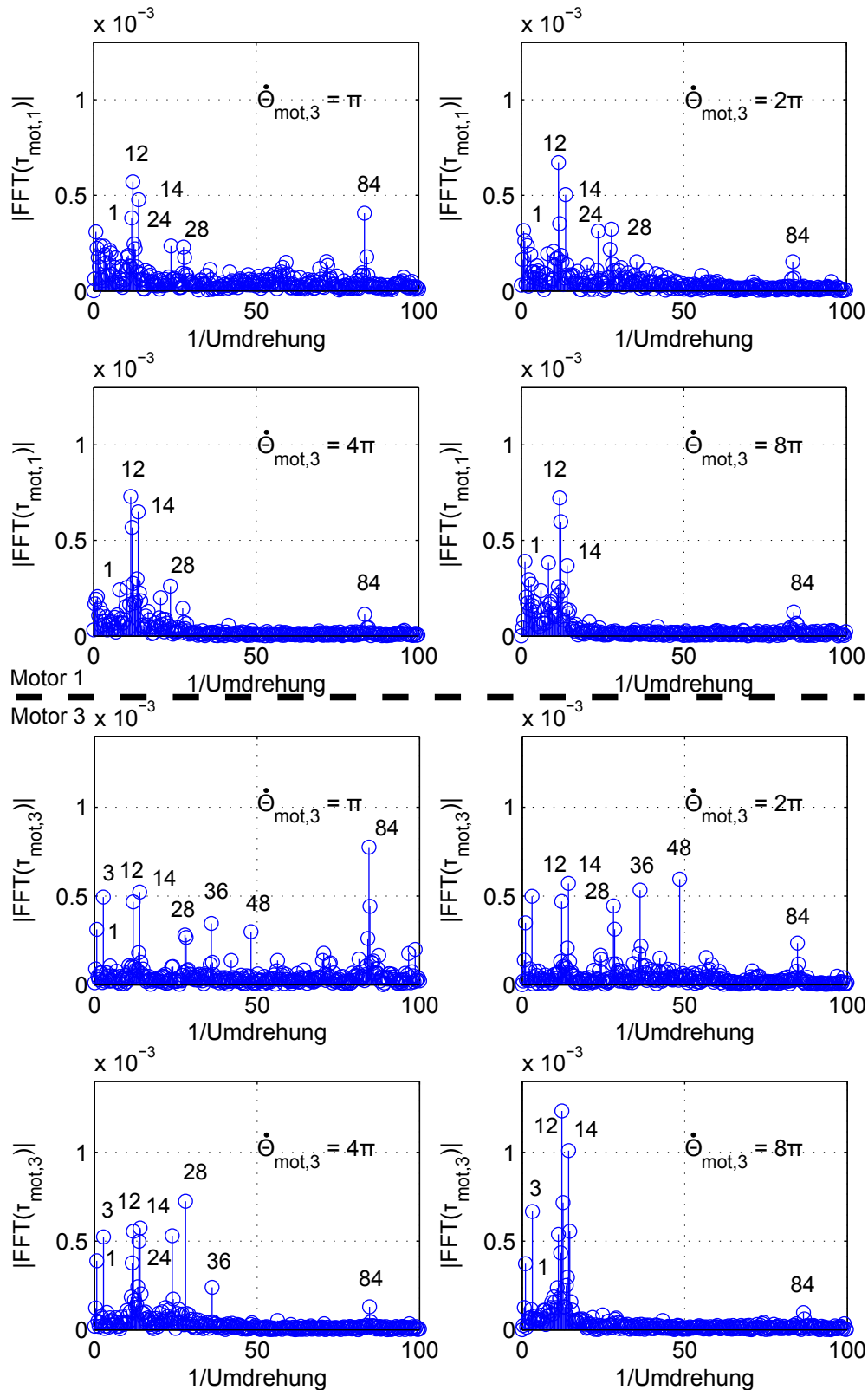


Abbildung 5.3: Periodenspektrum von Motor 1 (Oben) und Motor 3 (unten) für vier konstante Motorgeschwindigkeiten

Nach der Minimierung der Zielfunktion (4.34) finden sich wie auch schon für Motor 1 zuvor die respektiven Amplituden und Phasen der Oberwellen mit den Frequenzen aus Gleichung (5.2), sowie den konstanten Anteil durch das wirkende Reibmoment. Das die Identifikation plausible Ergebnisse liefert zeigt Abbildung 5.4 für exemplarisch für zwei gewählte Motorgeschwindigkeiten im Vergleich zwischen gemessenem Motormoment (blau) und identifiziertem Motormoment (rot).

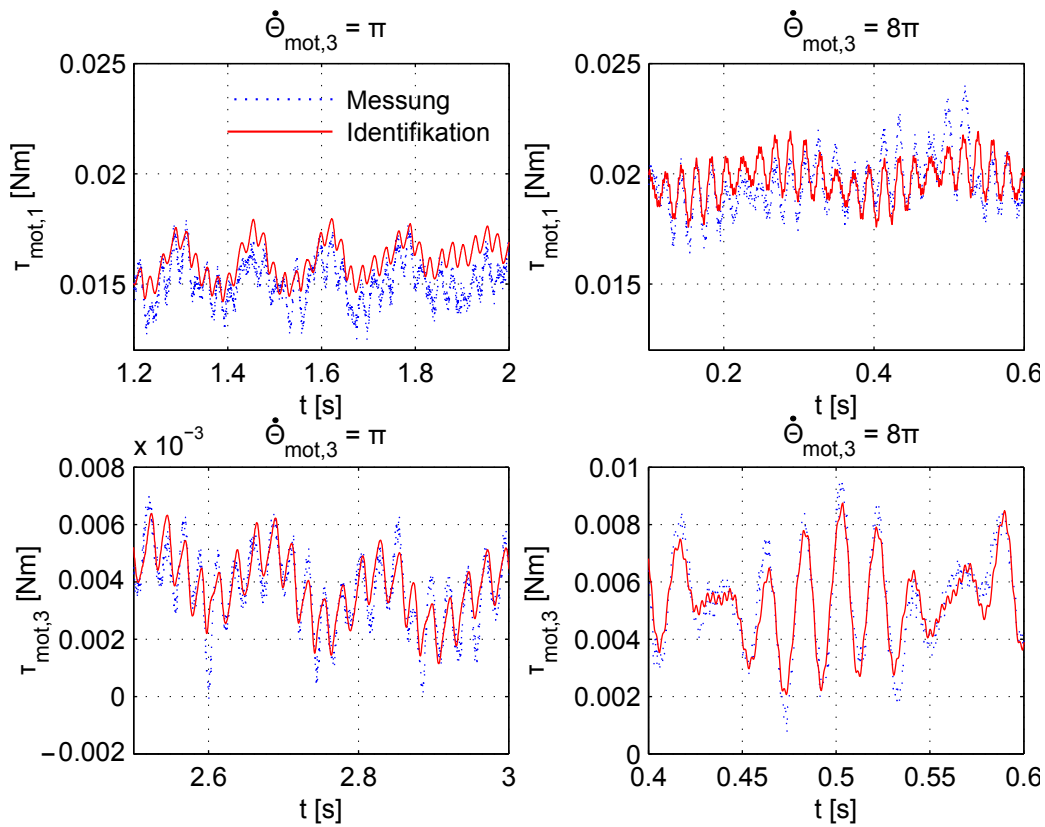


Abbildung 5.4: Ergebnisse der Identifikation der Drehmoment-Oberwellen von Motor 1 (**oben**) und Motor 3 (**unten**) beispielhaft für zwei konstante Motorgeschwindigkeiten

Bei den identifizierten Phasen der $k = 5$ Oberwellen muss beachtet werden, dass diese nicht bezüglich der absoluten Motorposition ermittelt wurden. Die Identifikation wurde Bereichsweise, für jeweils positive und negative konstante Motorgeschwindigkeiten durchgeführt. Bei der Anwendung dieser Parameter später im Simulationsmodell müssen diese dann noch mit dem absoluten Wert der Motorposition umgerechnet werden.

Zur Identifikation der Drehmoment-Oberwellen in Motor 1 und Motor 3

wurden unterschiedliche Frequenzen verwendet, vergleich (5.1) und (5.2). Die angenommenen dominanten Frequenzen in Motor 3 (5.2) und Motor 1 (5.1) sind bis auf Weiteres physikalisch herleitbar. So kann die Frequenz $f_3 = 84$ dem Rastmoment zugeschrieben werden. Frequenz $f_1 = 12$ und $f_2 = 14$ sind dabei die Zähne und doppelte Polpaarzahl was auch als typische Frequenz gilt, siehe Unterabschnitt 2.2.1. Positionsabhängige Effekte, die einmal $f_4 = 1$ oder dreimal $f_5 = 3$ (nur bei Motor 3) pro Motorumdrehung vorkommen kann beispielsweise eine ungenaue Fertigung eines Zahnes oder einer Windung und die damit verbundene Schwankung im Magnetfeld als Ursache haben. Die Frequenz $f_5 = 24$ (Motor 1) ist das doppelte der Zähnezah. Drehmoment- Oberwellen sind ebenfalls dafür bekannt, dass sie als ganzzahlige vielfache Ihrer Zähne und Polpaarzahlen auftreten, Abschnitt 2.2.1.

Mit den verwendeten Frequenzen zur Identifikation der Drehmoment- Oberwellen in Motor 1 (Abbildung 5.4) ist dennoch eine größere Abweichung zwischen Messung und Identifikation zu sehen. Dies lässt sich dadurch erklären, dass hier eine höhere Anzahl von dominierenden Frequenzen von Nöten gewesen wäre, vor allem im niederfrequenten Bereich. Dies lässt sich auch im periodenspektrum feststellen.

Zur modellbasierten Kompensation der Drehmoment-Oberwellen ist ein absoluter Positionssensor essentiell. Es ist ersichtlich, dass die Phasen der Oberwellen von Frequenz zu Frequenz stark variieren. Deshalb ist die absolute Position zur exakten Aufschaltung der Oberwellen bezüglich der Phasenlage zueinander von enormer Bedeutung. Im minimal invasiven Instrument MICA sind zur abtriebsseitigen, absoluten Positionsbestimmung Potentiometer angebracht bei denen eine deutliche Hysterese erkennbar ist. Daher war im Rahmen dieser Arbeit eine Kompensation der Motorrippel nicht möglich.

Die Identifikation des statischen Reibmodells war jedoch auch ohne die vorausgehende Kompensation der Motorrippel möglich und wird im nächsten Abschnitt präsentiert.

5.2.2 Identifikation der Reibung

Bei der Identifikation der Reibung wird ähnlich wie bei der Identifikation der Motorrippel im letzten Abschnitt davon ausgegangen, dass die Motoren keine baugleichen Komponenten darstellen. Darüber hinaus wurde bei den durchgeführten Prüfstandsmessungen festgestellt, dass das Reibmoment von der Richtung der

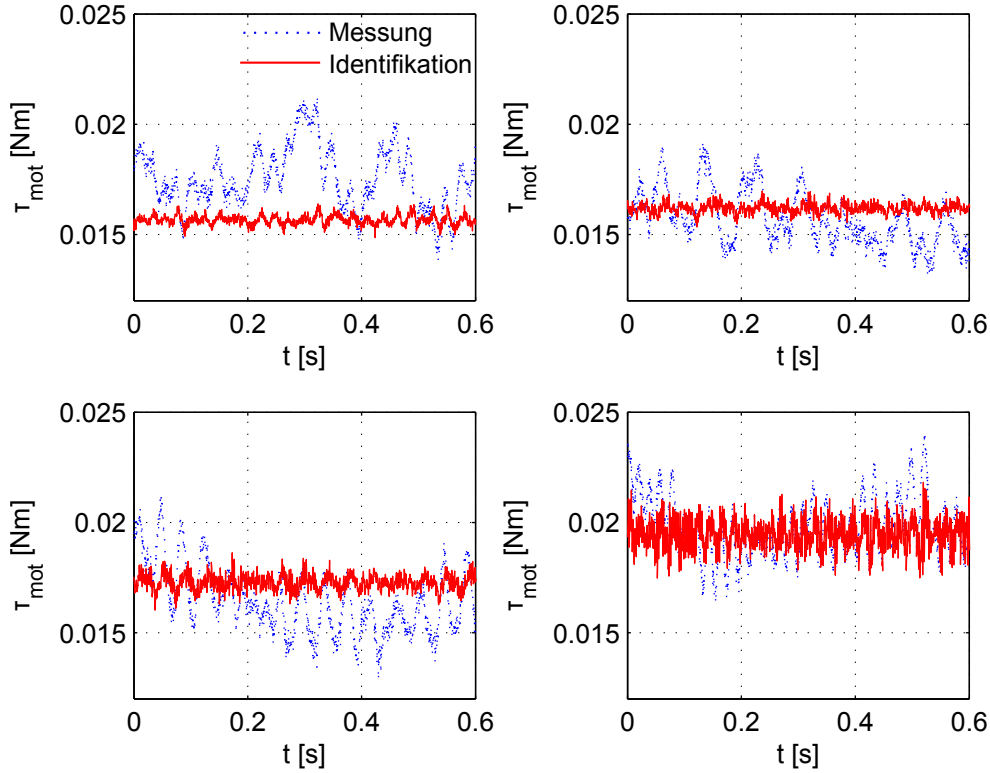


Abbildung 5.5: Ergebnisse der Identifikation der Reibung von Motor 1 für vier konstante Motorgeschwindigkeiten $\dot{\Theta}_{mot} = \pi, 2\pi, 4\pi, 8\pi \left[\frac{rad}{s^2}\right]$.

Bewegung abhängt. So macht es einen Unterschied, ob der Motor positiv dreht und sich die Schubstangen damit nach oben bewegen, oder ob er negativ dreht, was in einer Abwärtsbewegung der Stangen resultiert.

Mit der in Abschnitt 4.3.4 präsentierten Methode zur Identifikation der Reibung wurden die Größen des statischen Reibmodells, τ_C und d_{visk} , identifiziert und finden sich zusammengefasst in Tabelle 5.2.2. Um die Abweichungen zwischen den einzelnen Motoren und der Richtungsabhängigkeit zu verdeutlichen werden diese Größen jeweils getrennt von einander angegeben. Dass diese Werte auch plausibel sind, zeigt Abbildung 5.5 in einem Vergleich von gemessenem Motormoment τ_{mot} (blau) und einem errechneten Motorstrom bestehend aus identifiziertem Reibmodell und abtriebssetig gemessenem Drehmoment (rot), exemplarisch gezeigt für Motor 1.

Deutlich ist hier die Auswirkung der nicht kompensierten Rippel zu erkennen, welche im Motorstrom i_{sq} zu sehen sind. Aus bekannten Gründen war im Rahmen dieser Arbeit die Kompensation dieser Rippel leider nicht möglich. Für die

Identifikation des statischen Reibmodells sollte die Identifikation ohne vorherige Kompensation der Drehmoment- Oberwellen allerdings genügen.

Mit dem normalverteilten Sensorrauschen des Beschleunigungssensors ($Var = 3.6 \cdot 10^{-3}$, siehe Abschnitt 5.1) werden die Parameter des statischen Reibmodells in Anlehnung an die Abschätzung des Fehler aus Abbildung 4.22 zu klein geschätzt. Die Konstante der viskosen Reibung wird ungefähr 5% zu klein und die konstante der Coulomb Reibung wird ungefähr 20% zu klein identifiziert. In Tabelle 4.22 sind auch die durch diese Fehlerabschätzung korrigierten Werte aufgeführt.

Motor	$\tau_C [Nm]$	$d_{visk} [\frac{Nms}{rad}]$
Motor 1 (p)	0.0153	$1.7504e - 004$
Motor 1 (n)	0.0157	$1.7379e - 004$
Motor 1 (p,k)	0.0127	$1.4587e - 004$
Motor 1 (n,k)	0.0131	$1.4483e - 004$
Motor 3 (p)	0.0034	$7.5578e - 005$
Motor 3 (n)	0.0030	$7.2429e - 005$
Motor 3 (p,k)	0.0028	$6.2982e - 005$
Motor 3 (n,k)	0.0025	$6.0357e - 005$

Tabelle 5.2: Identifizierte Größen des statischen Reibmodells für Motor 1 und 3 für bei Bewegung in positiver (p) und negativer (n) Richtung, sowie nach Korrektur durch Abschätzung des gemachten Fehlers (-,k).

Kapitel 6

Evaluation der Modelle

In Kapitel 3 wurde ein Modell des minimal invasiven Instruments MICA über die physikalische Struktur, getroffene Annahmen und Idealisierungen sowie über die mathematische Beschreibung des Systems hergeleitet. In wie weit die getroffenen Annahmen, Idealisierungen und mathematischen Modellgleichungen auch auf das reale System zutreffen, soll in diesem Kapitel erörtert werden. Zunächst soll in Abschnitt 6.1 das Modell der Antriebseinheit als einzelne Komponente beurteilt werden. Hierzu wurden unterschiedliche Prüfstandsmessungen durchgeführt. Diese Messungen werden in den folgenden Abschnitten dafür verwendet, dass modellierte Systemverhalten der Antriebseinheit in der Simulation mit dem realen Verhalten aus den Messungen zu vergleichen. Dieser Vergleich lässt ebenfalls eine Evaluation der identifizierten Parameter zu.

Abschnitt 6.2 zeigt dann die Simulationsergebnisse des Gesamtsystems. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit war es allerdings nicht möglich Messungen des Gesamtsystems durchzuführen mit dem das generierte Modell bewertet werden kann.

6.1 Modellevaluation der Antriebseinheit

Wie bereits in Abschnitt 2.1.1 erläutert, werden in der Antriebseinheit des Instruments MICA drei permanenterregte Synchronmotoren verwendet. Zur mechanischen Modellierung wurden diese als baugleiche Komponenten angenommen und daher soll es zunächst genügen, die Ergebnisse aus der Simulation von nur jeweils einem der drei Motoren zu beleuchten. Dieser Vergleich wird in Abschnitt

6.1.1 gezeigt. Da sich die Motoren in während den Messungen als nicht baugleiche Komponenten erwiesen haben, werden anschließend in Abschnitt 6.1.1 gemessene Abweichungen von den getroffenen Annahmen aufgezeigt.

Wie bereits in Kapitel 5 berichtet, wurde nur die Identifikation des statischen Reibmodells durchgeführt. Zur Verifikation dieses Ansatzes wurde eine modellbasierte Reibungskompensation getestet, deren Ergebnisse sich in Unterabschnitt 6.1.2 finden.

6.1.1 Modellevaluation eines Motors

In Anlehnung an das Blockschaltbild aus Abbildung 3.1 wurde ein MATLAB/Simulink Modell für jeden der drei Motoren der Antriebseinheit erzeugt. Für das jeweils modellierte statische Reibmodell sowie die Drehmoment-Oberwellen der Motorrippel wurden die identifizierten Parameter aus Kapitel 5 verwendet. Im Weiteren wird nun das Simulationsmodell von Motor 3 bei geschwindigkeitskonstanter Ansteuerung verglichen. In diesem Kapitel werden anstatt der Motor momente, die momentenbildenden Motorströme miteinander verglichen. Die Umrechnung ist durch die lineare Beziehung $i_{sq} = k_I \tau_{mot}$ gegeben. Ein Vergleich für vier gewählte Geschwindigkeiten bietet Abbildung 6.1.

Es ist deutlich zu sehen, dass die Stromniveaus bei Aufwärtsbewegung ($i_{sq} > 0$) und Abwärtsbewegung ($i_{sq} < 0$) von Simulation und Messung sehr gut übereinstimmen. Das bedeutet, dass die Identifikation des statischen Reibmodells erfolgreich war. Auch die Form in den Bereichen, in denen ($i_{sq} > 0$) und ($i_{sq} < 0$) stimmt gut überein. Das heißt, dass ebenfalls die Identifikation der Drehmoment-Oberwellen gut funktioniert. Allerdings besteht hier vor allem bezüglich der Phase der identifizierten Drehmoment-Oberwellen noch eine gewisse Abweichung zwischen Messung und Simulationsmodell. Besser wird dieser Sachverhalt sichtbar, wenn man den momentenbildenden Strom i_{sq} über der aktuellen Motorposition betrachtet, siehe Abbildung 6.2, oben. Man erkennt in dieser Abbildung, dass die Amplituden identifizierten der Oberwellen im Bereich der des realen Systems liegen. Es wird auch deutlich, dass im niederen Geschwindigkeitsbereich (Abbildung 6.2) mehr dominierende Frequenzanteile enthalten sind, welche nicht mitidentifiziert wurden. Der leichte Phasenverzug des Simualtionsmodells lässt sich auf die nicht absolute Identifikation der Phasen aus Abschnitt 5.2.1 zurückführen.

Die identifizierten Phasen lassen sich auf die Motorposition beziehen, wenn man die Position zu Beginn der Bewegung auf die Phasen bezieht. Die Position zu

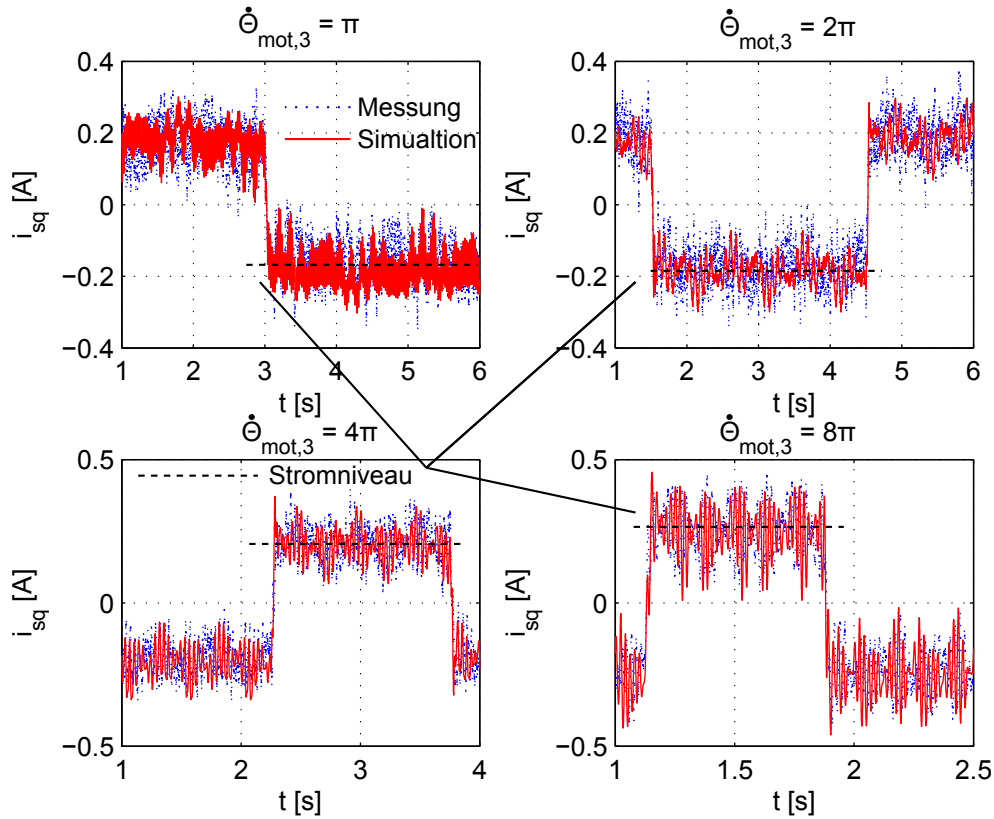


Abbildung 6.1: Vergleich der Simulation und Messung von Motor 3 bei Ansteuerung mit konstanter Motorgeschwindigkeit $\dot{\Theta}_{mot} = \pi, 2\pi, 4\pi, 8\pi \left[\frac{rad}{s}\right]$ (links oben - rechts unten)

Beginn der Bewegung wurde zu $\Theta_{mot,0} = 8^\circ$ notiert. Die Simulationsergebnisse mit den neu ermittelten Phasen findet sich in Abbildung 6.2, unten. Aufgrund von einem Fehler in der absoluten Positionsmessung sowie Fehlern bei der Identifikation der Phase besitzt das Modell trotz der korrigierte Phase besteht zwischen Modell und Simulation immernoch sichtbare Abweichung.

Die Abweichung zwischen Modell und Simulation bei den bisher gezeigten, konstanten Geschwindigkeiten zeigt Abbildung 6.3

Die anderen Motoren zeigen bei gleicher Messtrajektorie ein ähnliches Verhalten

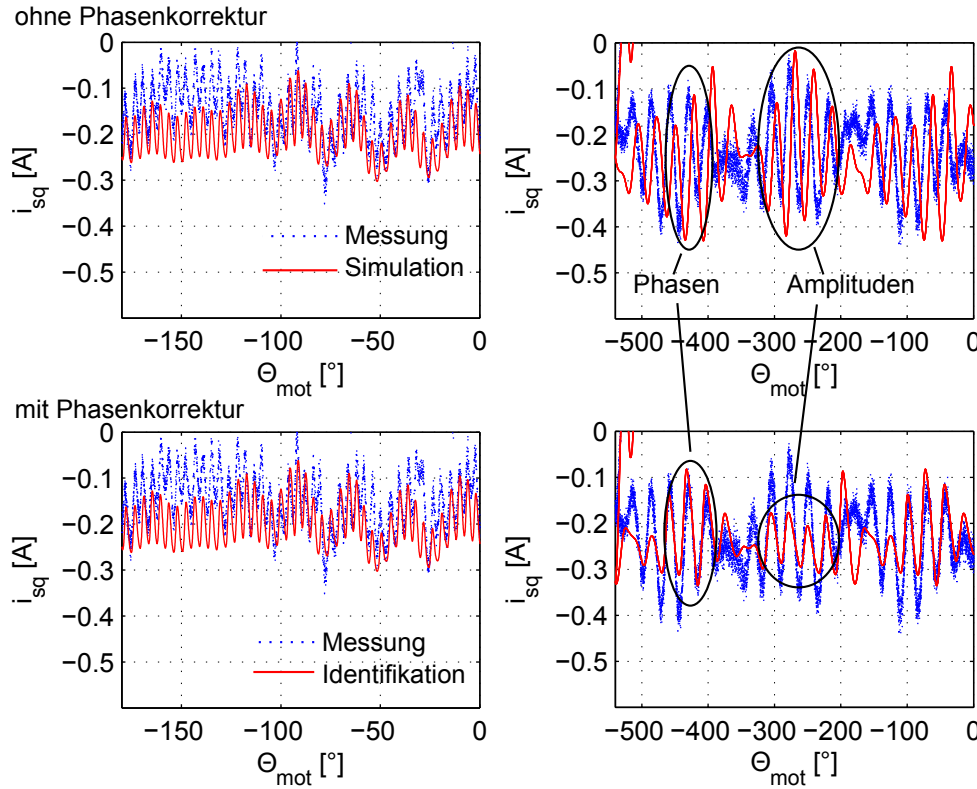


Abbildung 6.2: Vergleich zwischen Simulation und Messung des momentenbildenden Strom i_{sq} über der aktuellen Motorposition Θ_{mot} bei Ansteuerung mit konstanter Motorgeschwindigkeit (**Links:** $\dot{\Theta}_{mot} = \pi$, **Rechts:** $\dot{\Theta}_{mot} = 8\pi$). **Oben:** Vor der Korrektur der Phase. **Unten:** Nach der Phasenkorrektur.

im Bezug auf ihre spezifisch identifizierten Parameter. Respektive Verläufe über der Zeit t [s] und der Motorposition Θ_{mot} [°] sollen hier jedoch nicht extra gezeigt werden.

Bisher wurden ausschließlich Vergleiche zwischen gemessenem und simuliertem Verhalten des Systems MICA gezeigt wobei die gleichen Messtrajektorien verwendet wurden, die auch zur Identifikation der Parameter dienten. Dass das Simulationsmodell bei sinusförmiger Vorgabe der Sollposition $\Theta_{d,mot}$ das System ähnlich genau abbildet zeigt Abbildung 6.4, hier für Motor 1 gezeigt. Dieser Vergleich bei sinusförmiger zeigt, dass ebenfalls der Verlauf des momentenbildenden Stroms vor allem im positiven Bereich und bei höheren Motorgeschwindigkeiten (Abbildung 6.4, rechts) noch eine merkbare Abweichung aufweist. Dies lässt darauf schließen, dass die Konstante der viskosen Dämpfung bei positivem, momentenbildenden Strom (Motor dreht positiv, Stange bewegt sich nach oben)

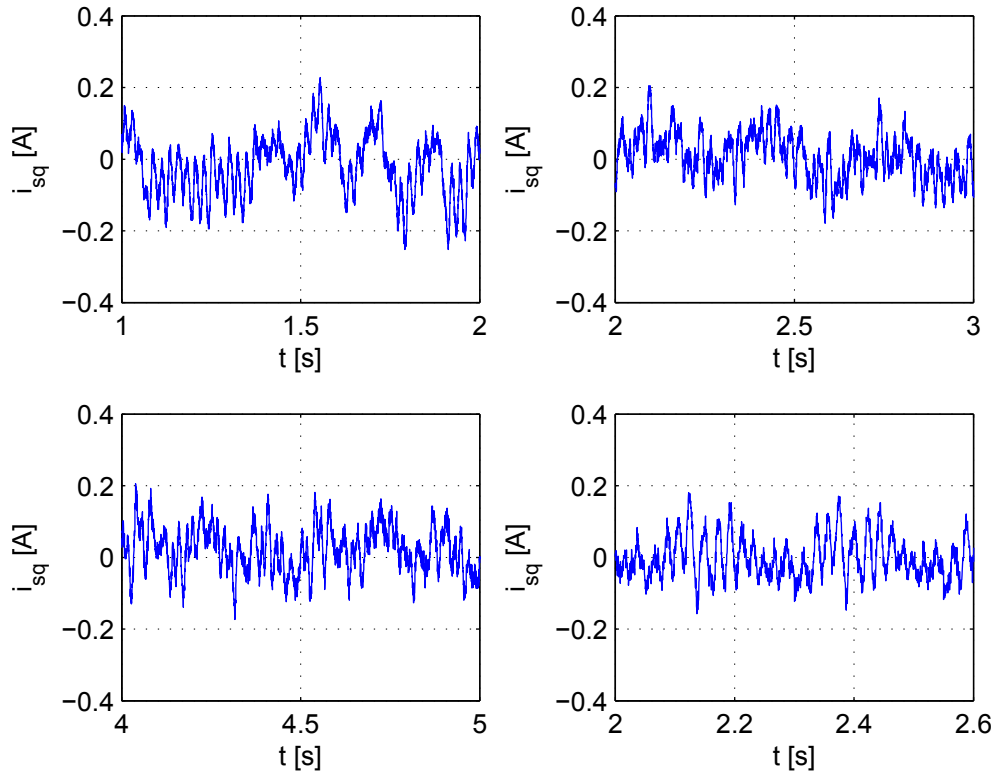


Abbildung 6.3: Fehler err [A] zwischen gemessenem Motorstrom und simuliertem Motorstrom bei Ansteuerung mit konstanter Motorgeschwindigkeit $\dot{\Theta}_{mot} = \pi, 2\pi, 4\pi, 8\pi$ $\frac{rad}{s}$

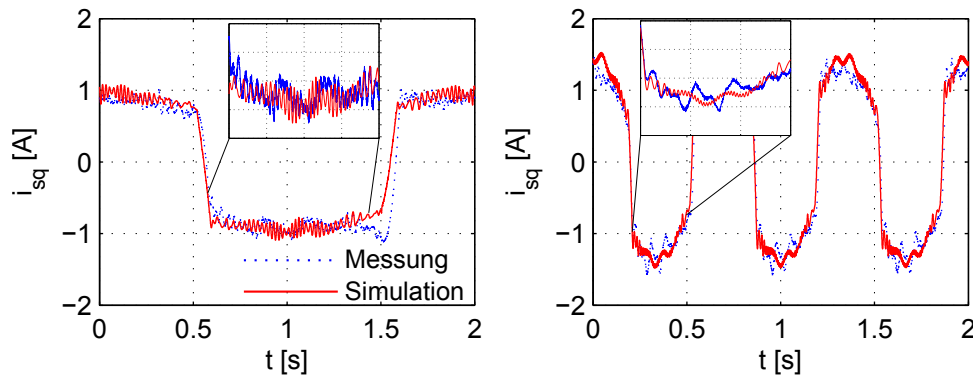


Abbildung 6.4: Vergleich zwischen Simulation und Messung des momentenbildenden Strom i_{sq} von Motor 1 über der aktuellen Motorposition Θ_{mot} bei sinusförmiger Ansteuerung (Kreisfrequenz der Schwingung: $\omega = \pi, 3\pi$ $\frac{1}{s}$) (links - rechts)

im realen System größer ist. Dieser Schluss liegt darin begründet, dass d_{visk} im Gegensatz zu τ_C geschwindigkeitsabhängig ist.

Beobachtete Verkopplungen und Störgrößen der Antriebseinheit

Bei der Modellierung der MICA wurden durch die Einführung geeigneter Idealisierungen in Kapitel 3 starke Vereinfachungen getroffen. Es wurde zunächst vorausgesetzt, dass es sich bei den drei verwendeten Motoren um baugleiche Komponenten handelt und es deshalb genügt nur einen der Motoren zu identifizieren, siehe Annahme 3.2. Dass dies nicht der Fall ist wurde bereits in Abschnitt 5.2.1 und 5.2.2 deutlich. Ein Vergleich zwischen Strom i_{sq} von Motor 1 und Motor 3 ist in Abbildung 6.5 zu sehen. Das wirkende Reibmoment $\tau_{mot,fr}$ ist in Motor 1 beträchtlich größer, als das von Motor 3. Des Weiteren geht aus dieser Abbildung hervor, dass sich in Motor 1 andere Verläufe für das Rippelmoment $\tau_{Rippel,mot,1}$ ergeben im Vergleich zu Motor 3.

Ebenfalls wurde in Annahme 3.5 vorausgesetzt, dass keine Verkopplungen der Motoren untereinander bestehen. Um diese Annahme zu prüfen wurde der Beschleunigungssensor auf der Schubstange von Motor 1 angebracht. Motor 1 wurde im Weiteren nicht angesteuert. Bei Vorgabe einer Trajektorie für Motor 2 ist jedoch im Signal des Beschleunigungssensors an Motor 1 ein Ausschlag sichtbar, welcher ohne Zweifel mit dem Signal der Ansteuerung von Motor 2 in Verbindung steht (siehe Abbildung 6.6). Bei Umkehr der Bewegung wird eine Auslenkung der vertikalen Achse der Schubstange beziehungsweise von Motor 1 deutlich (siehe Abbildung 6.6, links). Ansonsten wird die vertikale Achse von Motor 1 nicht durch die Ansteuerung von Motor 2 beeinflusst. Hingegen wird die horizontale Achse von Motor 1 wesentlich stärker angeregt. Diese Anregung geschieht sogar während der Bewegung in einer Richtung von Motor 2 (siehe Abbildung 6.6, rechts). Das in dieser Abbildung gezeigte Verhalten lässt sogar vermuten, dass die Oberwellen im momentenbildenden Strom von Motor 2 (blaue Kurve), auf die horizontalen Achsen der anderen Motoren einwirkt. Dieser Effekt, dass die Motoren im bewegten Zustand sich gegenseitig beeinflussen wird bei der Simulation des Gesamtsystems (Antriebseinheit + Werkzeug) relevant, da hier zur Bewegung der Handgelenkfreiheitsgrade Motor 1 und 2 meist gleichzeitig bewegt werden. Hier müssen in weiteren Arbeiten dann bestehende Verkopplungen modelliert werden.

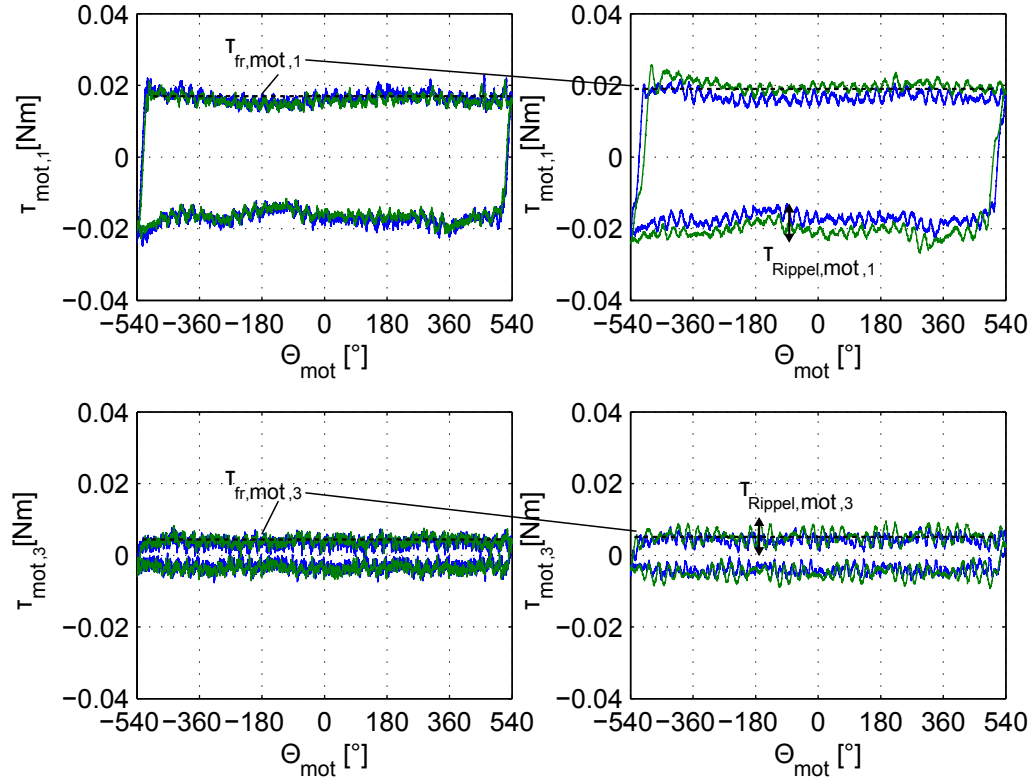


Abbildung 6.5: Vergleich zwischen Motormoment $\tau_{mot,1}$ von Motor 1 (oben) und Motor 3 (unten)

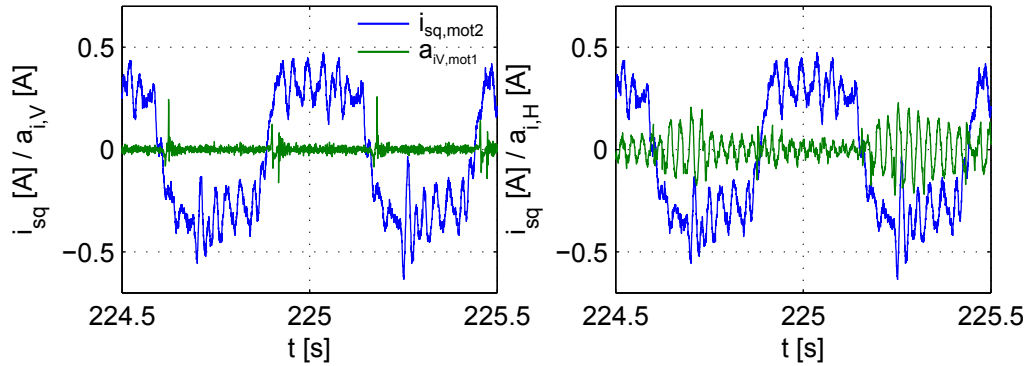


Abbildung 6.6: Vertikale und horizontale Beschleunigung der Schubstange ($a_{i,V,mot1}$ und $a_{i,H,mot1}$) in Abhängigkeit des momentenbildenden Stromes $i_{sq,mot2}$ von Motor 2

Darüber hinaus wurde bisher angenommen, dass die Übertragung durch den Kugelspindeltrieb verlust- und spielfrei ist. Bei den durchgeführten Messungen wurde allerdings beobachtet, dass sich bei der Umkehr der Bewegung die Schubstange

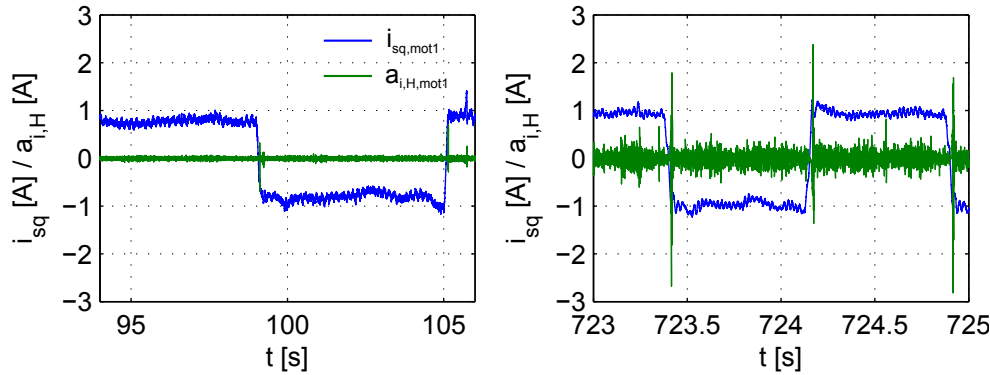


Abbildung 6.7: Horizontale Beschleunigung der Schubstange $a_{i,H,mot1}$ in Abhängigkeit des momentenbildenden Stromes $i_{sq,mot1}$ von Motor 1. Jeweils bei Ansteuerung mit konstanter Motorgeschwindigkeit $\dot{\Theta}_{mot} = \pi$, links und $\dot{\Theta}_{mot} = 8\pi$, rechts.

um die längsachse kurzzeitig, in einem kleinen Winkelbereich mitdreht. Diese Verdrehung ist erneut durch das Signal des Beschleunigungssensors sichtbar (siehe Abbildung 6.7), welche durch dieses Umkehrspiel horizontal ausgelenkt wird. Der beobachtete Effekt kann durch die Modellierung eines Umkehrspiels im Modell berücksichtigt werden. Jedoch wurde diese Modellierung im Rahmen dieser Arbeit nicht realisiert, soll aber in zukünftigen Arbeiten an diesem Thema realisiert werden.

6.1.2 Modellbasierte Kompensation der Reibung

In Abschnitt 5.2.2 wurde das bei Bewegung der Motoren wirkende Reibmoment identifiziert. Dieser Identifikation liegt ein statisches Reibmodell (2.12) zugrunde, wobei die identifizierten Parameter den Betrag der Coulomb Reibung τ_C sowie die Konstante der geschwindigkeitsproportionalen viskosen Reibung d_{visk} sind. Um diese identifizierten Parameter am realen System zu verifizieren, wurde im Rahmen dieser Arbeit eine modellbasierte Reibungskompensation mit diesem statischen Reibmodell getestet. In Anlehnung an Mahvash und Okamura [29], Lampert [24] oder ?] geschieht die modellbasierte Reibungskompensation durch einfaches aufschalten des gewählten Reibmodells so wie in Abbildung 6.8 gezeigt.

Die Auswirkung der Kompensation der Reibung macht sich vor allem in der bleibenden Regelabweichung zwischen Sollposition $\Theta_{mot,d}$ und Istposition Θ_{mot} bemerkbar. Dies kann Anhand eines Beispiels erklärt werden: Wenn der Motor beispielsweise die Position $\Theta_{mot,d} = 0$ anfahren soll, so kommandiert der PD-

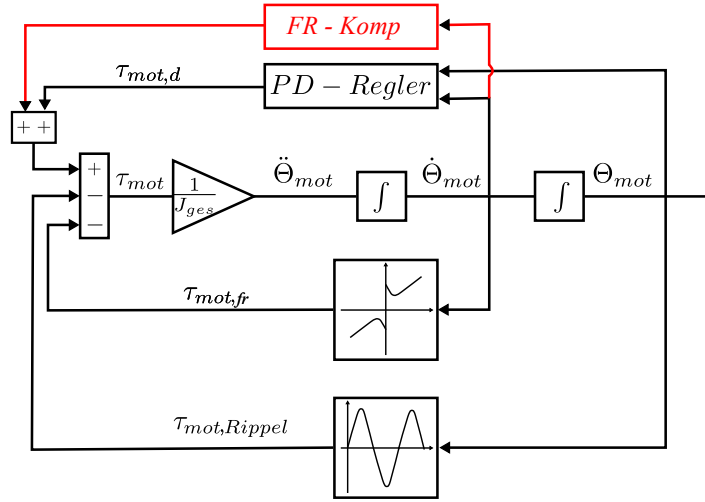


Abbildung 6.8: Prinzip der modellbasierten Reibungskompensation anhand eines Blockschaltbildes

Regler aufgrund der Abweichung $\Delta\Theta_{mot} = 0 - \Theta_{mot}$ ein Moment

$$\tau_{mot,d} = K_p \cdot \Delta\Theta_{mot} \quad (6.1)$$

so lange, bis $\Delta\Theta_{mot} = 0$. Aufgrund der wirkenden Reibung wird die Abweichung $\Delta\Theta_{mot}$ allerdings nie zu Null, da irgendwann das kommandierte Moment $\tau_{mot,d}$ gleich dem wirkenden statischen Reibmoment $\tau_{mot,fr}$ ist und sich damit der Motor nicht mehr bewegt. Dies ist genau dann der Fall, wenn das kommandierte Moment des Reglers unter das Moment der Coulomb Reibung sinkt. Deshalb führt das Auftreten von Reibung zu einer Vergrößerung des Schleppfehlers und vermindert somit die Genauigkeit der Regelung. Insbesondere bei Bewegungen mit schnellem Richtungswechsel kommt es bei Vorzeichenumkehr der Geschwindigkeit aufgrund von Haft- und Coulomb Reibung zu einer deutlich vergrößerten Regelabweichung.

Dass die modellbasierte Reibungskompensation zu verbessertem Folgeverhalten mit geringerer bleibender Regelabweichung führt zeigt der Vergleich in Abbildung 6.9 bei Vorgabe konstanter Geschwindigkeiten (oben) und sinusförmiger Ansteuerung (unten). Bei Geschwindigkeitskonstanter Ansteuerung schafft es diese modellbasierte Reibungskompensation den Regelfehler auf fast 50% zu minimieren. Bei sinusförmiger Ansteuerung wird der Fehler nur um 25% kleiner. Das Verhalten des Fehlers bezüglich der vorgegebenen Trajektorie (Ansteuerung mit konstanter Geschwindigkeit - sinusförmige Ansteuerung) ist einleuchtend, da das

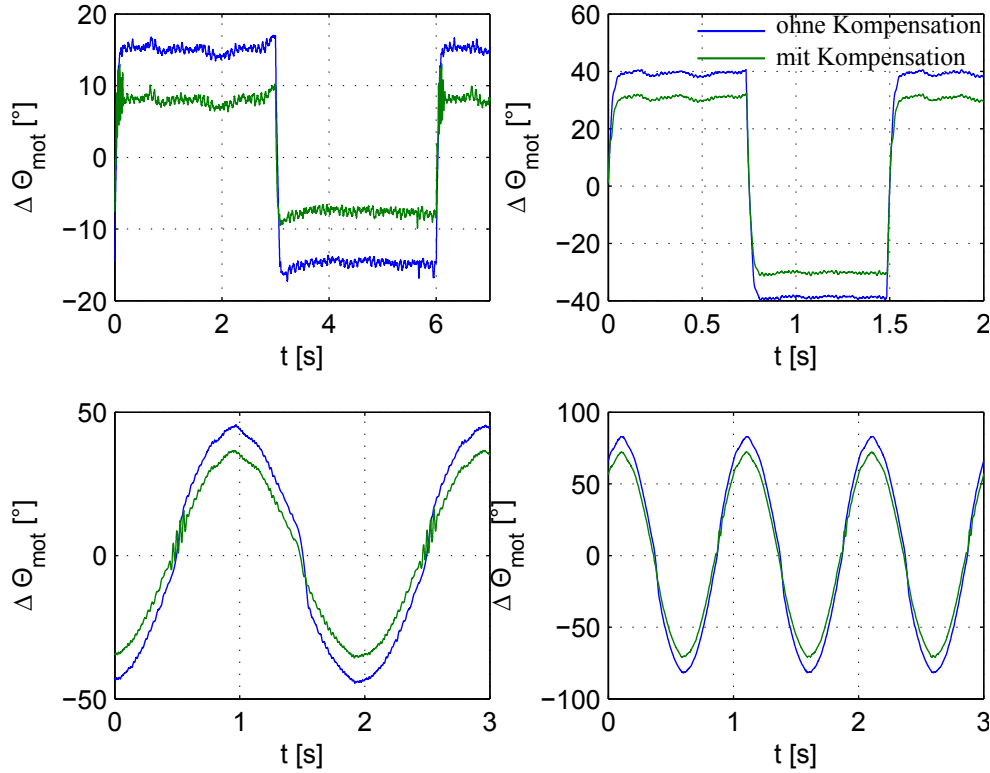


Abbildung 6.9: Oben: Verlauf der bleibenden Regelabweichung $\Delta\Theta_{mot}$ für Motor 1 bei Ansteuerung mit konstanter Geschwindigkeit, $\dot{\Theta}_{mot} = \pi$ links und $= 8\pi$ rechts. Unten: Verlauf der bleibenden Regelabweichung $\Delta\Theta_{mot}$ für Motor 1 bei sinusförmiger mit $\omega = \pi$ links und $= 3\pi$ rechts

Reibmodell für die Ansteuerung mit konstanter Geschwindigkeit identifiziert wurde. Allerdings ist eine Reduktion des Positionsfehlers um 25% ebenfalls befriedigend und dies bedeutet, dass das identifizierte statische Reibmodell das reale Systemverhalten gut abbildet.

6.2 Modellevaluation des Gesamtsystems

Das erzeugte Modell des Gesamtsystems bestehend aus Antriebseinheit und Endeffektor (Abschnitt 3.3) soll im Folgenden betrachtet werden. Leider war es im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich Prüfstandsmessungen am Gesamtsystem durchzuführen um das generierte Modell anhand von realen Messverläufen zu evaluieren. Bei sinusförmiger Vorgabe der abtriebsseitigen Position \mathbf{q} weist das generierte Modell keine zusätzliche Verzögerung zwischen Soll- und Istposition

auf, siehe Abbildung 6.10.

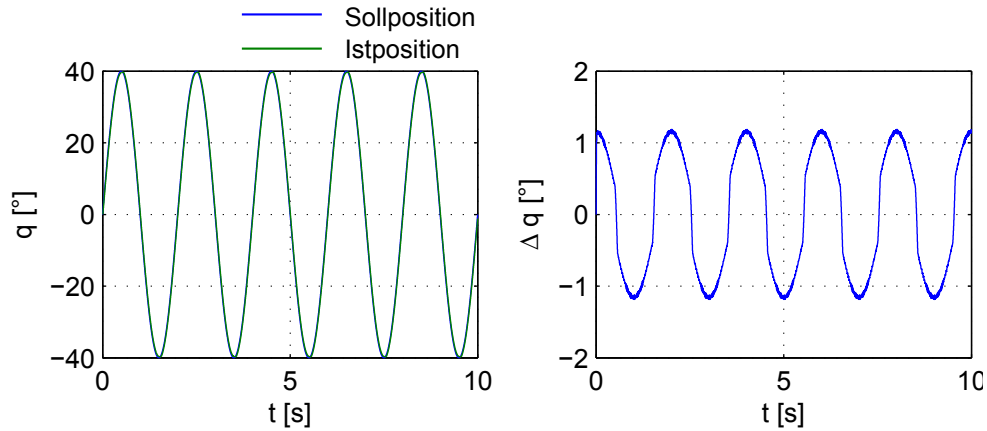


Abbildung 6.10: **Links:** Vergleich zwischen abtriebsseitiger Sollposition q_d und abtriebsseitiger Istposition q bei sinusförmiger Ansteuerung. **Rechts:** Fehler Δq Zwischen Soll- q_d und Istposition q

Es fällt auf, dass der Regelfehler (Abbildung 6.10, rechts) im Umkehrpunkt, also bei niedrigen Geschwindigkeiten zur leicht schwingt. Hier wird die Auswirkung der Drehmoment-Oberwellen der Motorrippel deutlich, welche trotz der zusätzlich Elastizität und Dämpfung im System nicht herausgedämpft werden

Kapitel 7

Evaluation der Regelungsverfahren

Dieses Kapitel zeigt die Ergebnisse zweier Verfahren zur Regelung der Antriebseinheit des Instruments MICA welche in Kapitel 2, Unterabschnitt 2.3.1 vorgestellt wurden. Die präsentierten Ansätze sind dabei als eine Art Vorstudie anzusehen, welche vorhandene Ansätze, beispielsweise der einer Impedanzregelung, aufgreift und erstmalig auf das Instrument MICA anwendet. Hierzu zeigt Abschnitt 7.1 die Ergebnisse einer Methode, welche aus Beschleunigungs- und Positionssignals eines Motormoduls die Motorgeschwindigkeit schätzt. Abschnitt 7.2 zeigt anschließend die Ergebnisse einer Kraft- sowie einer Impedanzregelung eines Motormoduls der Antriebseinheit.

7.1 Schätzung der Motorgeschwindigkeit - Anwendung

In Kapitel 2, Unterabschnitt 2.3.1 wurde ein Verfahren vorgeschlagen, welches mit Hilfe eines Kalman Filters die Motorgeschwindigkeit schätzt. Ziel dieses Verfahrens ist, die Regelbarkeit der Antriebseinheit zu verbessern, in dem die Qualität des Motorgeschwindigkeitssignals verbessert wird. Eine Verbesserung der Qualität beinhaltet, dass das Signal ähnlich glatt wie ein normal tiefpassgefiltertes Signal ist, aber gleichzeitig weniger Phasenverzug besitzt. Damit können die Regelkreise aggressiver ausgelegt werden und somit die Regelgüte verbessert

werden.

In Abbildung 7.1, oben links, ist ein Vergleich gezeigt zwischen der Motorgeschwindigkeit, die momentan für die Regelung verwendet wird (rot) und der Motorgeschwindigkeit, die über das Kalman Filter geschätzt wird.

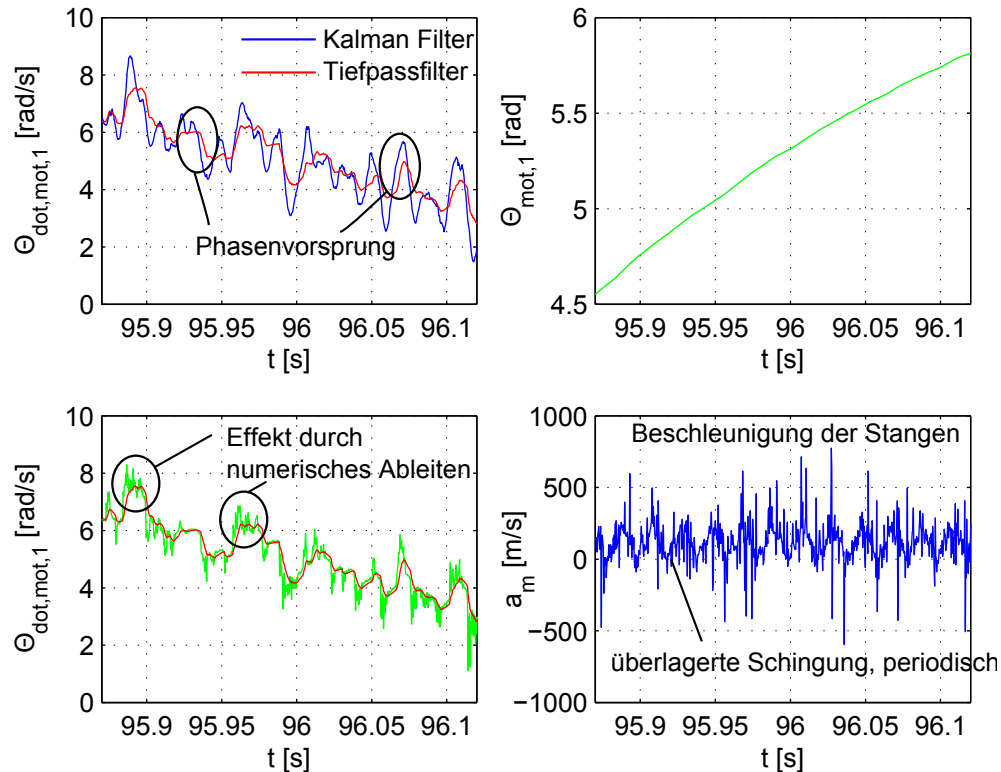


Abbildung 7.1: Oben, Links: Vergleich zwischen bisheriger, tiefpassgefilterter Motorgeschwindigkeit (Tiefpassfilter) und über das Kalman Filter geschätzte Motorgeschwindigkeit (Kalman Filter). Oben, rechts: Motorposition. Unten, links: Vergleich zwischen Motorgeschwindigkeit vor (grün) und nach (rot) der Tiefpassfilterung. Unten, rechts: Gemessene Beschleunigung.

Man erkennt gut, dass die über das Kalman Filter geschätzte Geschwindigkeit einen Phasenvorsprung gegenüber der bisherigen Geschwindigkeit besitzt. Des Weiteren ist in dieser geschätzten Geschwindigkeit kein typisches Encoderrauschen, so wie es bei der ungefilterten Motorgeschwindigkeit (Abbildung 7.1, unten links, grüne Kurve) der Fall ist. Dennoch besitzt die vom Kalman Filter geschätzte Geschwindigkeit eine höhere Amplitude als das ursprüngliche Signal. Dies kann neben dem eingekoppelten Sensorrauschen des Beschleunigungssensors auch systematische Fehler als Ursache haben. Wie bereits aus Kapitel 5 bekannt, besitzen

die verwendeten Motoren ausgeprägte Motorrippel, welche im Beschleunigungssignal ebenfalls sichtbar sind. Man erkennt diese als überlagerte Sinusschwingung, siehe Abbildung 7.1, unten rechts. Im Positionssignal (Abbildung 7.1, oben rechts) und dessen Ableitung (7.1, unten links, grün) sind diese überlagerten Schwingungen nicht sichtbar. Des Weiteren können diese höheren Amplituden aus einer Vibration des Prüfstandes oder der Sensorbefestigung herrühren, welche vom Beschleunigungssensor (Innertialsensor) erfasst werden, vom Encoder aber nicht. Darüber hinaus kann nicht gewährleistet werden, dass sich im Antriebsstrang keine zusätzlichen Elastizitäten befinden, welche sich ebenfalls auf die Messung des Beschleunigungssensors auswirken würden.

Mit diesem Ansatz wurde das Ziel verfolgt, die Regelbarkeit der Antriebseinheit zu verbessern. Aufgrund oben genannter Effekte konnte dies nicht erreicht werden und so führte eine Rückkopplung der durch das Kalman Filter geschätzten Geschwindigkeit zur Instabilität des geregelten Instruments.

7.2 Kraft-/ Impedanzregelung

Aufgrund der Tatsache, dass der Kraftsensor an der Instrumenten Spitze noch nicht in der Lage ist Kräfte und Momente vollständig entkoppelt von der Greifkraft oder Greiferstellung zu messen, wird anschließend die in Abschnitt 4.11 präsentierten Verfahren zur Regelung auf die Antriebseinheit der MICA angewandt.

Der Aufbau des hierzu verwendeten Prüfstandes wurde bereits in Abbildung 4.11 gezeigt, in welchem man gut den Kraftsensor erkennt der zwischen externer Masse und Schubstangen angeordnet ist. Der spezielle Aufbau der Antriebseinheit des vorliegenden minimal invasiven Instruments MICA besitzt Kugelspindeltriebe im Hohlwellen-Rotor des Motors (siehe Abschnitt 2.1). Diese Bauteile sowie die dadurch erzeugten Reibmomente sorgen dafür, dass das Instrument in dieser Konfiguration nicht Rücktreibbar ist. Zunächst wird nun auf die Kraftregelung näher eingegangen. Im Anschließendem Absatz folgen die Ergebnisse einer Impedanzregelung.

Kraftregelung

Durch die aus Kapitel 2, Unterabschnitt 2.3.2 bekannte Kraftregelung wird eine Kompensation der Antriebsmasse und der wirkenden Reibmomente um den Faktor r erreicht. Zunächst veranschaulicht das linke Bild aus Abbildung 7.2 wie

die äußere Kraft am Sensor durch einen Benutzer eingeleitet wird. In der gleichen Abbildung rechts erkennt man weiter, dass bei inaktivem Kraftregler die Antriebseinheit nicht beweglich ist.

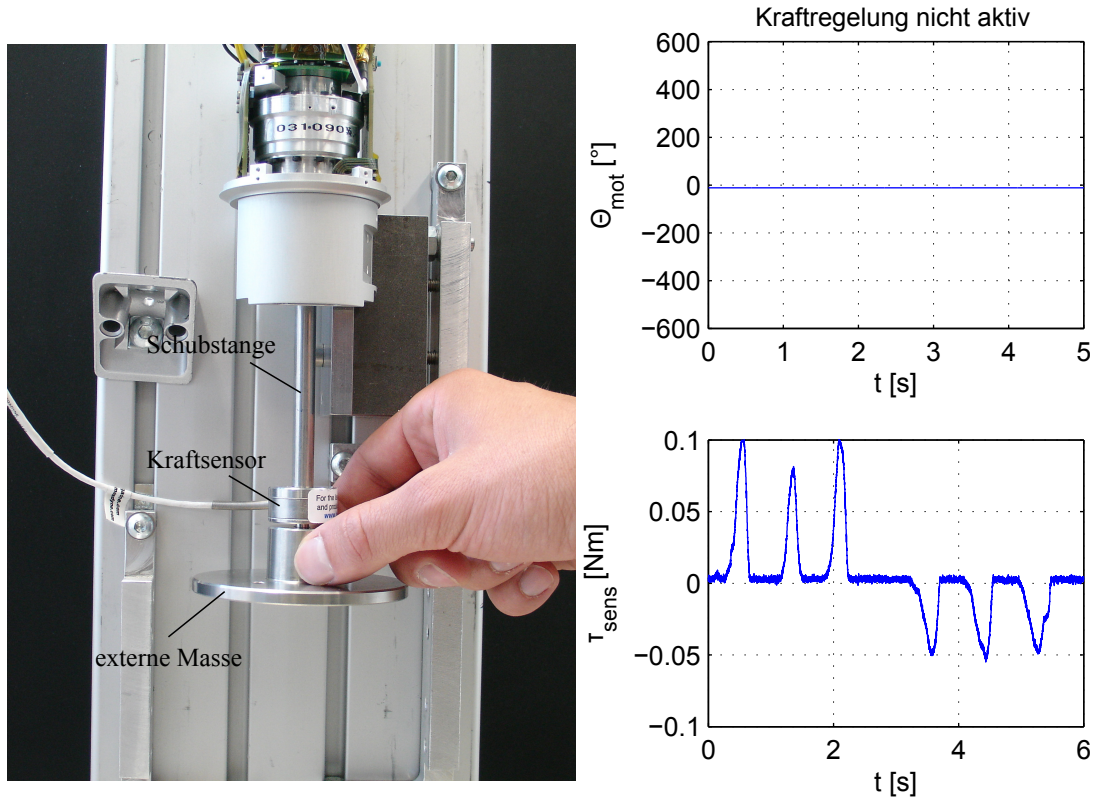


Abbildung 7.2: Links: Szenario der Antriebseinheit mit Kraftsensor zur Verdeutlichung der händischen Manipulation dieser. Rechts: Aufbringung einer Kraft bei inaktivem Kraftregler; Antriebseinheit ist nicht rücktreibbar da die Motorposition $\Theta_{mot} = 0$ bleibt.

Obwohl eine Kraft eingeleitet wird, ändert sich die Motorposition nicht da die module der Antriebseinheit nicht rücktreibbar sind. Abbildung 7.3 zeigt hingegen die Verläufe von Motorposition und aufgebrachter Kraft bei aktivem Kraftregler. In den linken Verläufen der Abbildung wird der zugelassene Arbeitsraum abgefahren. Zugelassen bedeutet in diesem Fall, dass virtuelle Anschläge implementiert wurden, welche es nicht erlauben mehr als $\pm 540^\circ$ zu Verfahren. Unter einem virtuellen Anschlag versteht man hier, das für $\Theta > |540^\circ|$ eine hohe Gegenkraft der aufgebrachten Kraft entgegenwirkt, welche den Benutzer zwingt im Bereich von $\Theta_{mot} \leq |540^\circ|$ zu bleiben. Diese Kraft erkennt man unter anderem in Abbildung 7.3 links unten. In dem rechten Verlauf dieser Abbildung ist eine schnelle hin und

her Bewegung gezeigt und es ist erkennbar, dass Bewegung verzögert ausgeführt wird.

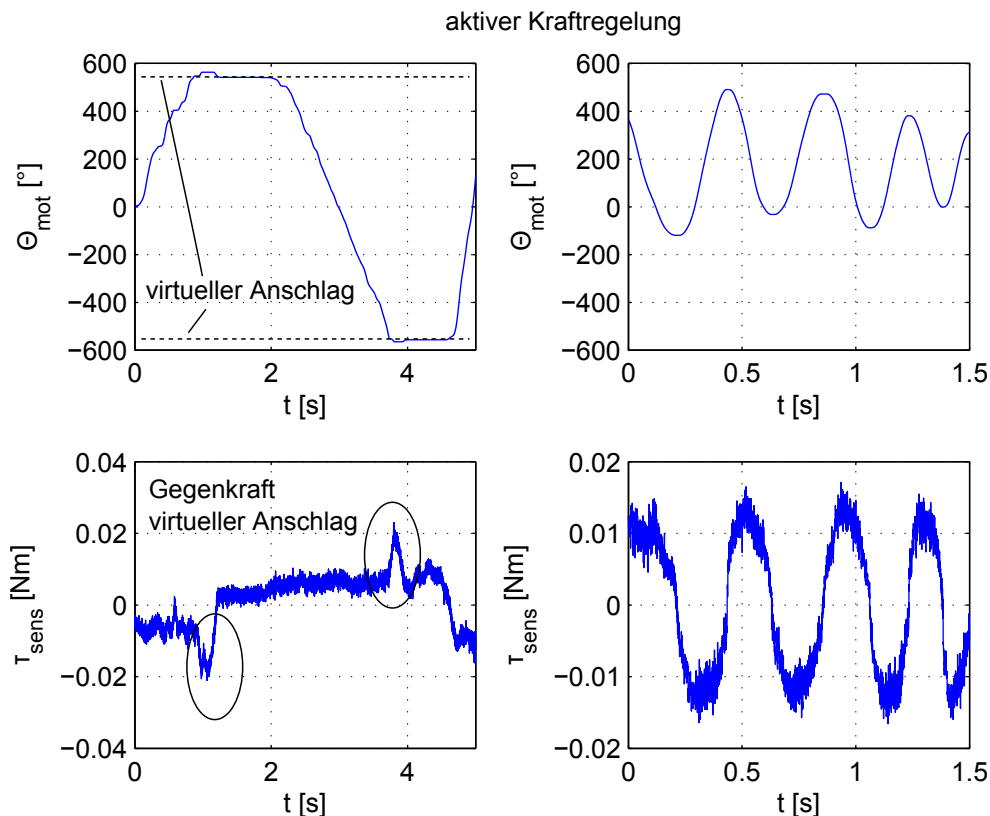


Abbildung 7.3: Links: Manipulation der kraftgeregelten Antriebseinheit im zugelassenen Arbeitsraum. Rechts: Schnelle Manipulation der kraftgeregelten Antriebseinheit.

Diese Verzögerung ist durch eine Tiefpassfilterung des Kraftsensordesigns bedingt und ist unter anderem wegen dem Sensorrauschen notwendig. Die Eckfrequenz dieses Tiefpassfilters ist $T_t = 50 \text{ Hz}$. Durch die Filterung wird auch die Dynamik des Konzeptes auf T_t limitiert. Die aus Gleichung (2.22) bekannte Verstärkung r , welche die Masse sowie die Reibung des Systems kompensiert beträgt hier

$$r = 3,8 \text{ für } T_t \leq 50 \text{ Hz.} \quad (7.1)$$

Impedanzregelung

Wie bereits in Kapitel 2, Unterabschnitt 2.3.2 wird bei der Impedanzregelung der Kraftreglerschleife ein Positionsregler überlagert. Dadurch wird dem System eine Steifigkeit gegeben welche durch die Verstärkung K_p des Positionsreglers vorgegeben wird (siehe Gleichung (2.23) und Gleichung (2.24)). Die Ergebnisse der Impedanzgeregelten Antriebseinheit sind in Abbildung 7.4 gezeigt.

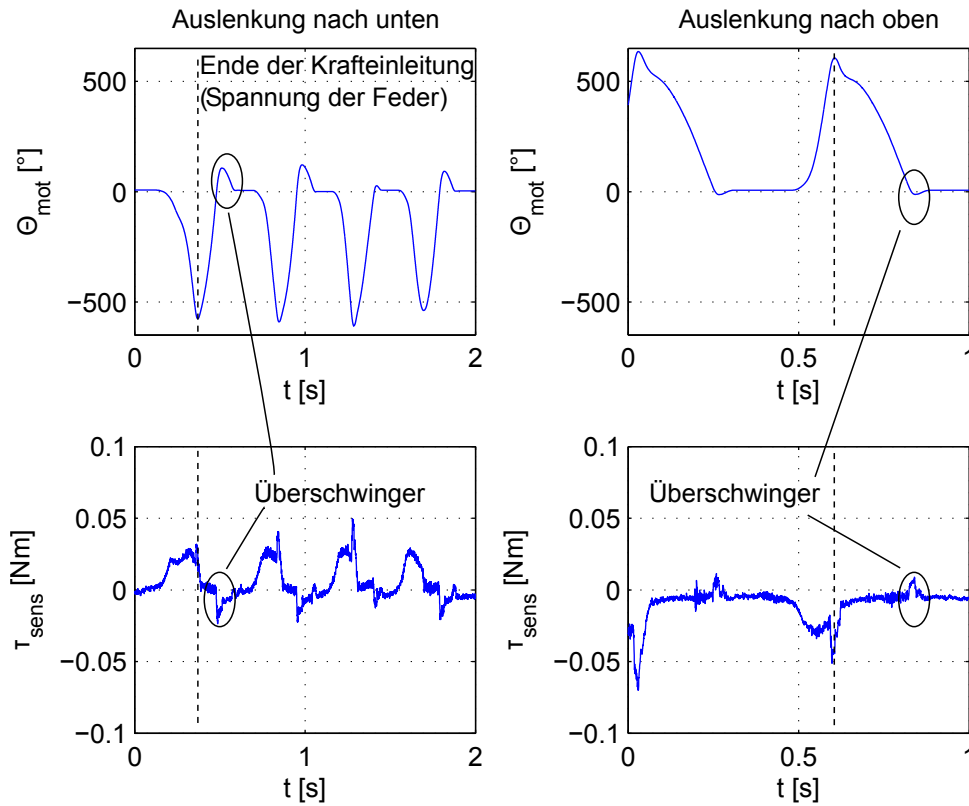


Abbildung 7.4: Links: Auslenkung der impedanzgeregelten Antriebseinheit nach unten. Rechts: Auslenkung der impedanzgeregelten Antriebseinheit nach oben.

Der Impedanzregelung liegt die Sollposition $\Theta_{mot,d} = 0$ zugrunde. Man erkennt in Abbildung 7.4 das die so geregelte Antriebseinheit nach einer Auslenkung nach unten (Bild links) oder oben (Bild rechts) immer wieder zu dieser Sollposition zurückkehrt. Des Weiteren lässt sich erkennen, dass die Rückkehr zu dieser Sollposition abhängig von der Richtung ist. Bei einer Auslenkung nach unten kehrt die Antriebseinheit schneller zur Sollposition zurück als bei einer Auslenkung nach oben (Vergleich Abbildung 7.4 links - rechts). Die limitierte Dynamik von $T_t \leq 50 \text{ Hz}$ gilt hier ebenfalls.

Kapitel 8

Zusammenfassung und Ausblick

Gegenstand dieser Arbeit war das minimal invasive Instrument (MICA), welches in der robotergestützten Chirurgie zum Einsatz kommen soll. In Kapitel 1 wurden nach einigen einführenden Worten zu robotergestützter minimal invasiver Chirurgie sowie dem aktuellen Stand der Technik in diesem Bereich, die Motivation und Ziele dieser Arbeit formuliert. Dabei wurde besonders betont, dass beim momentanen Entwicklungsfortschritt der MICA noch einige unbekannte nicht-lineare Effekte wirken, die es zu identifizieren gilt. Vor allem hinsichtlich einer genauen Abbildung des Instruments in einer Simulation sowie zur Auslegung einer robusten Regelung müssen die störende Effekte gut identifiziert werden. Genau an diesem Punkt setzte die vorliegende Diplomarbeit an.

Anschließend wurde in Kapitel 2 das Instrument komponentenweise beschrieben sowie alle zum Verständnis notwendigen Zusammenhänge erläutert und relevante Größen eingeführt und quantisiert. Die modulare Antriebseinheit mit ihren drei Motoren soll nicht nur für den in dieser Arbeit beleuchteten Greifer als Antrieb dienen. Zukünftig soll sie auch andere Endeffektoren antreiben, weshalb die Antriebseinheit den zentralen Punkt dieser Arbeit darstellte. Da im Focus dieser Arbeit die Erzeugung eines Simulationsmodells stand, fasste der zweite Teil von Kapitel 2 relevante Modellierungsansätze zusammen und legte ebenfalls die mathematischen Grundlagen für später getestete Regelungsverfahren.

Aufbauend auf ausgewählten Ansätzen aus Kapitel 2 wurde dann in Kapitel 3 entsprechende Idealisierungen getroffen und ein mathematisches Modell der Antriebseinheit sowie des Gesamtsystems (Antriebseinheit + Werkzeug) generiert. Bezüglich der Antriebseinheit wurde vereinfachend angenommen, dass die drei Motoren mit anschließendem Kugelspindeltrieb zur Aktuierung der drei

Freiheitsgrade als entkoppelte Systeme betrachtet werden können. Dadurch konnte zunächst angenommen werden, dass das Modell der Antriebseinheit aus drei entkoppelten Motormodellen besteht. Alle hergeleiteten Modelle enthalten Parameter für Reibung, Motorrippel beziehungsweise für die elastischen Eigenschaften der Seile, welche es zu identifizieren gilt.

Bezüglich der Identifikation der aufgeführten Parameter präsentierte Kapitel 4 die angewendeten Identifikationsverfahren sowie die hierfür aufgebauten Prüfstände. Um die jeweilige Identifikationsmethode zu evaluieren, wurden ebenfalls Simulationen der Verfahren durchgeführt, um diese hinsichtlich Störeinflüssen, beispielsweise Sensorrauschen, zu untersuchen. Alle Identifikationsmethoden basierten auf der Lösung von Optimierungsproblemen, welche die Minimierung von Zielfunktionen beinhalteten. Zur Bewertung dieser Optimierungsprobleme wurden Kriterien aus relevanter Literatur verwendet, welche in Vorbemerkungen zu diesem Kapitel eingeführt wurden.

Kapitel 5 stellt anschließend die Ergebnisse dieser durchgeführten Parameteridentifikationen dar, die mit Hilfe der entworfenen Prüfstände durchgeführt wurden. Bezüglich der Identifikation der Seilparameter Steifigkeit und Dämpfung lässt sich berichten, dass beide Parameter über mehrere Messungen ermittelt und einheitliche Ergebnisse erzielt wurden. Beide Größen werden normiert auf die verwendete Länge angegeben. Für die normierte Steifigkeit sowie die normierte Dämpfung findet sich $k_{m,Seil,norm} = 352,7 \frac{Nm_{applied}}{m}$ und $d_{m,Seil,norm} = 1,8 \frac{Nsm_{applied}}{m}$. Fehler bei der Identifikation durch nicht modellierte Effekte oder normalverteiltes Rauschen des Sensors wurden für diese Identifikationsmethoden in Kapitel 4 bereits abgeschätzt und bei der Berechnung der normierten Größen in Kapitel 5 berücksichtigt. Die Drehmoment-Oberwellen der Motorrippel eines Motormoduls der Antriebseinheit haben physikalisch erklärbar dominante Frequenzen. Beispielsweise ist die Frequenz $f_{cogg} = 84 \frac{1}{Umdrehung}$ in allen Motoren, vor allem bei niedrigen Motorgeschwindigkeiten dominant. Diese Frequenz ist bei der gegebenen Anzahl an Polpaaren (7) und Zähnen (12) des Motors die charakteristische Frequenz des Rastmoments. Für das bei Bewegung wirkende Reibmoment wurde im Rahmen dieser Arbeit ein statisches Reibmodell identifiziert, bestehend aus Coulomb und viskoser Reibung. Beide Größen zeigten sich stark abhängig bezüglich des betrachteten Motormoduls, so dass in Motor 1 der konstante Faktor der Coulomb Reibung in Motor 1 ($\tau_{C,1} = 0,013 Nm$) um knapp eine Potenz größer ist als in Motor 3 ($\tau_{C,3} = 0,003 Nm$). Des Weiteren zeigten sich die Größen des identifizierten Modells richtungsabhängig. Dass die drei Motoren nicht als baugleiche Komponenten angesehen werden dürfen,

wurde durch diese Identifikation deutlich. Des Weiteren existieren ebenfalls Verkopplungen der Motoren untereinander. So wurde Motor 1 beispielsweise durch die Bewegung von Motor 2 angeregt. Darüber hinaus wurde deutlich, dass die Übertragung der rotatorischen Bewegung in eine translatorische Bewegung durch den Kugelspindeltrieb nicht verlustfrei geschieht. Vor allem bei Bewegungsumkehr wurde diese Spiel sichtbar.

Die identifizierten Parameter wurden dann anschließend im erzeugten Simulationsmodell evaluiert, wobei hier besonderes Augenmerk auf das Modell eines Motors gelegt wurde. Das identifizierte Modell der Reibung und das der Drehmoment-Oberwellen der Motorrippel lieferte beim Vergleich zwischen Messung und Simulation befriedigende Ergebnisse. Vor allem Fehler bei den identifizierten Phasen der Drehmoment-Oberwellen waren entscheidend bei diesem Vergleich. Nur geringe Phasenunterschiede führten zu großen Unterschieden zwischen Messung und Simulation. Speziell zur Evaluation des identifizierten statischen Reibmodells wurde mit diesem eine modellbasierte Kompensation der Reibung am realen System getestet. Mit dieser Art der Kompensation wurde eine Verbesserung des Regelfehlers um knapp 50% bei geschwindigkeitskonstanter Ansteuerung und knapp 25% Verbesserung bei sinusförmiger Ansteuerung erreicht. Leider konnte die Simulation des Gesamtsystems im Rahmen dieser Arbeit nicht evaluiert werden, so dass Kapitel 6 nur die Funktionsfähigkeit des Gesamtmodells aufzeigt, ohne dieses mit realen Messdaten zu vergleichen.

Kapitel 7 präsentiert die Ergebnisse zur Kraft- und Impedanzregelung eines Antriebsmoduls der MICA über einen externen Kraftsensor. Durch die Schließung des Regelkreises über den Kraftsensor erreicht man eine Kompensation der Masse sowie der Reibung um den Faktor $r = 3,8$ und generiert damit einen rücktreibbaren Antriebsstrang. Für die Impedanzregelung eines Motormoduls konnte ebenfalls die Funktionsfähigkeit nachgewiesen werden. Die darüber eingestellte Steifigkeit des Systems zeigte sich allerdings abhängig von der Richtung. Genaue Herkunft dieses Phänomens bleibt allerdings noch zu klären. Beide getesteten Konzepte können als Vorstudie zur Impedanzregelung des gesamten Instruments angesehen werden. Ziel war es zunächst nachzuweisen, dass die Impedanzregelung der entkoppelten Antriebseinheit möglich ist. Beide Regelungsverfahren gelten allerdings nur für einen stark limitierten Dynamikbereich von 50 Hz , da das Sensorsignal mit dieser Eckfrequenz tiefpassgefiltert werden musste.

Um ein vollständiges Modell der MICA zu erzeugen müssen in weiteren Arbeiten an diesem Thema Messungen am Gesamtsystem durchgeführt werden,

um die bereits identifizierten Parameter zu evaluieren. Des Weiteren gilt es ein Reibmodell für das wirkende Reibmoment im Werkzeug anhand eines geeigneten Prüfstandes zu identifizieren. Für erste Untersuchungen reicht ein statisches Reibmodell aus. Da Bewegungen im Bereich niedriger Geschwindigkeiten bei der Operation durchaus häufig vorkommen, sollte aber auch an die Identifikation eines dynamischen Reibmodells gedacht werden, da dieses die Phänomene bei sehr kleinen Geschwindigkeiten besser abbildet. Ein dynamisches Reibmodell sollte auch für die Antriebseinheit identifiziert werden. Weiterhin dürfen die Motoren für das Modell des Gesamtsystems nicht als identische Komponenten angesehen werden, wobei eventuell auch die gemessenen Verkopplungen untereinander berücksichtigt werden könnten. Das Umkehrspiel im Kugelspindeltrieb könnte beispielsweise mit Hilfe einer sogenannten Tot-Zone modelliert werden, oder sogar als Zwei-Massen-System mit dazwischen befindlicher Elastizität. Ebenfalls gilt es zu evaluieren wie zufriedenstellend die Annahme ist, die Seile als lineare Feder mit linearen Dämpfungseigenschaften zu modellieren. In einer zukünftigen Arbeit könnten unterschiedliche, bereits in dieser Arbeit vorgeschlagene Methoden zur Modellierung der Seildynamik getestet werden. Zu beachten gilt, dass in allen vorgeschlagenen Modellen normierte Werte für Steifigkeit und Dämpfung vorkommen. Daher sind die in dieser Arbeit identifizierten Werte als wertvoll anzusehen.

Aufgrund von fehlender Genauigkeit in den absoluten Positionssensoren der MICA war eine modellbasierte Kompensation der Drehmoment-Oberwellen in dieser Arbeit nicht möglich. Da jedoch zum momentanen Zeitpunkt nicht klar ist, welche auftretenden Frequenzen im Periodenspektrum direkt auf den magnetischen Kreis des Motors zurückzuführen sind und welche Frequenzen von mechanischer Natur sind, sollten zukünftig die Motorrippel eines Motors entkoppelt von Kugelspindeltrieb an einem separaten Prüfstand identifiziert werden. Dadurch lässt sich die Herkunft der Effekte klar trennen. Ein solcher Prüfstand besteht meist aus einem absoluten Positionssensor sowie einer Drehmoment-Messwelle.

Hinsichtlich einer geplanten Impedanzregelung des Instrumentes über den Kraftsensor an der Werkzeugspitze, muss dieser Sensor noch genauer kalibriert sowie wirkende Störgrößen identifiziert werden. Vor allem die Greifkraft bei Schließung der Branchen oder eine Abwinkelung des Gelenks ist auf dem Sensor noch sichtbar und muss vor der Implementierung dieses Regelungskonzeptes unbedingt durchgeführt werden. Darüber hinaus könnte ein zusätzlicher Kraftsensor an den Schubstangen des Instruments dieses Regelungskonzept unterstützen.

Die vorliegende Arbeit hatte das Ziel ein dynamisches Modell der MICA zu generieren und alle notwendigen Parameter hierfür zu identifizieren. Für die Antriebseinheit, also drei Motoren mit Kugelspindeltrieben und Schubstangen, führte das erzeugte Modell zu zufriedenstellenden Ergebnissen. Bezüglich einer Impedanzregelung des Instruments konnte diese Arbeit ebenfalls erste Studien präsentieren, in welchen es möglich war eine rücktreibbare Antriebseinheit zu generieren sowie eine einfache Impedanzregelung zu realisieren. Für ein vollständiges Modell der MICA verbleibt noch die Identifikation von Reibmodellen der Instrumentenspitze sowie hinsichtlich einer Impedanzregelung eine genauere Identifikation des Kraft- Momentensensors.

Anhang

A.1 Konstruktionszeichnungen

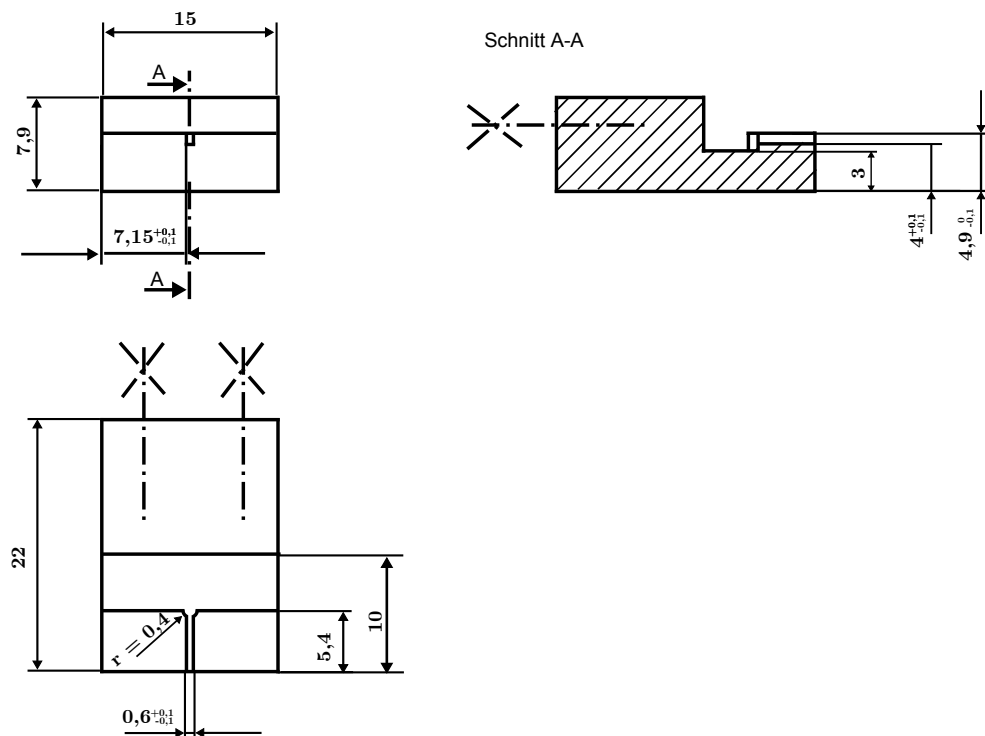


Abbildung A.1: Nutstein zur Befestigung der Seile

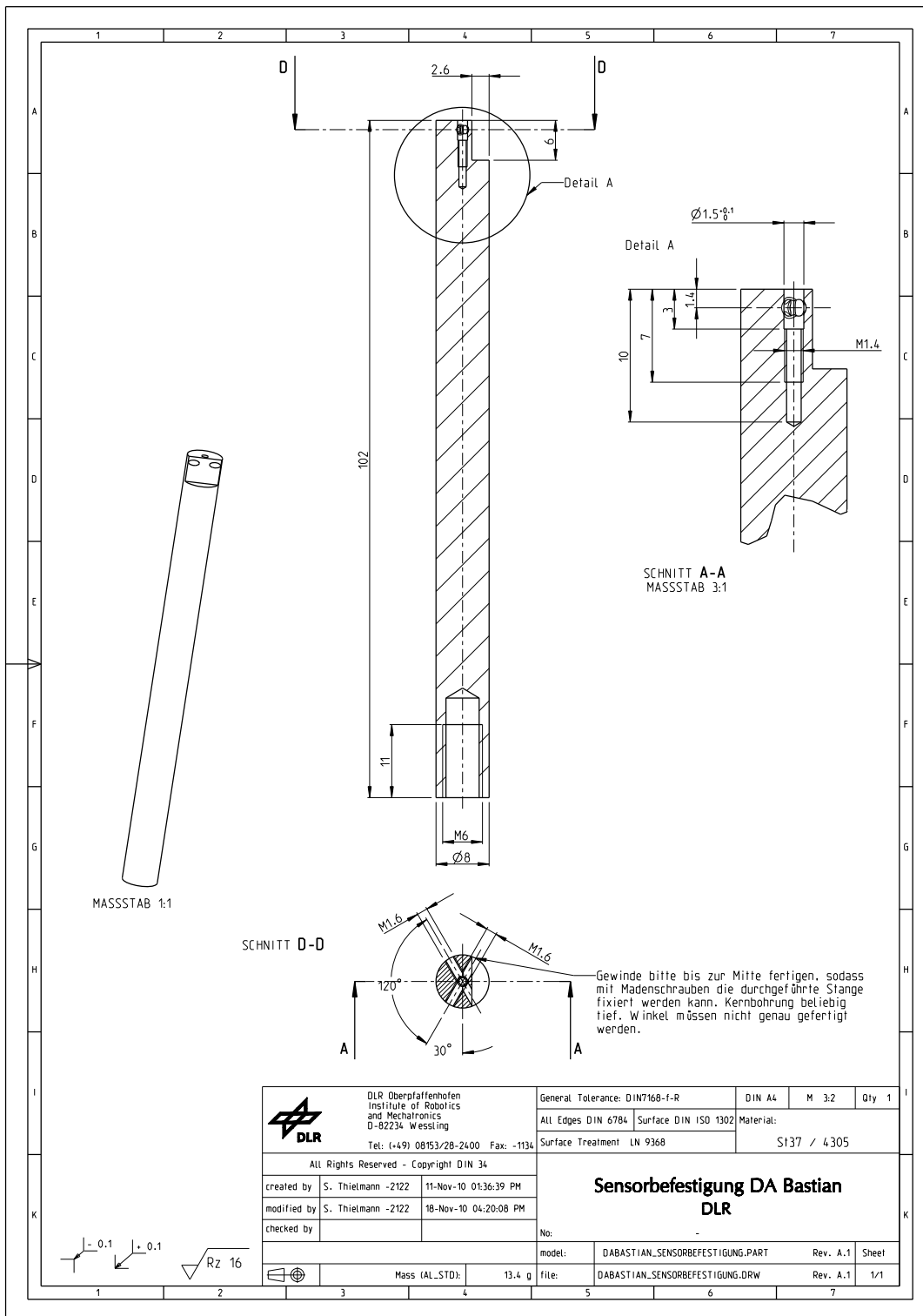


Abbildung A.2: Verbindungsstück zwischen Sensor und Schubstangen der MICA

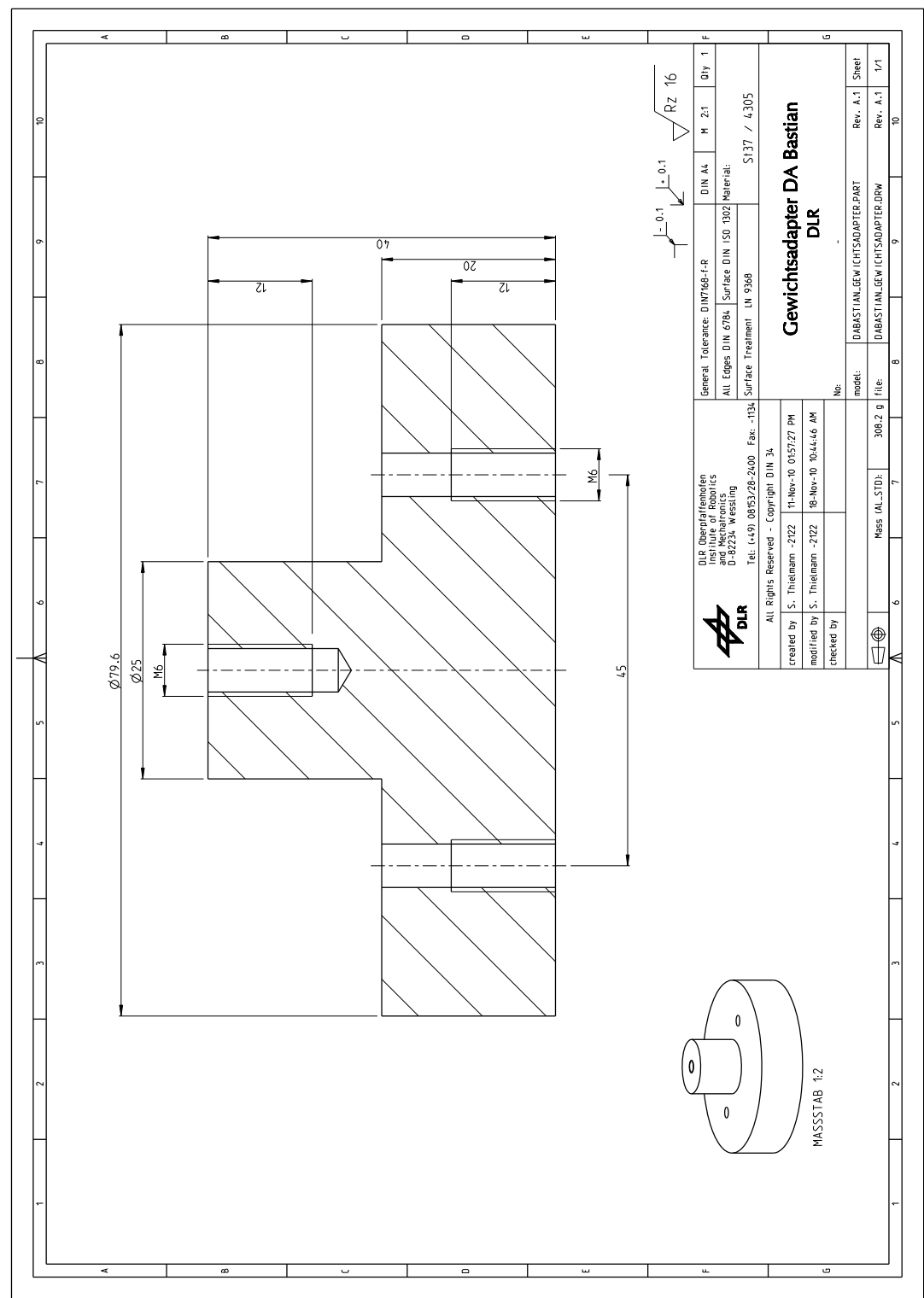


Abbildung A.3: Gewichtsadapter

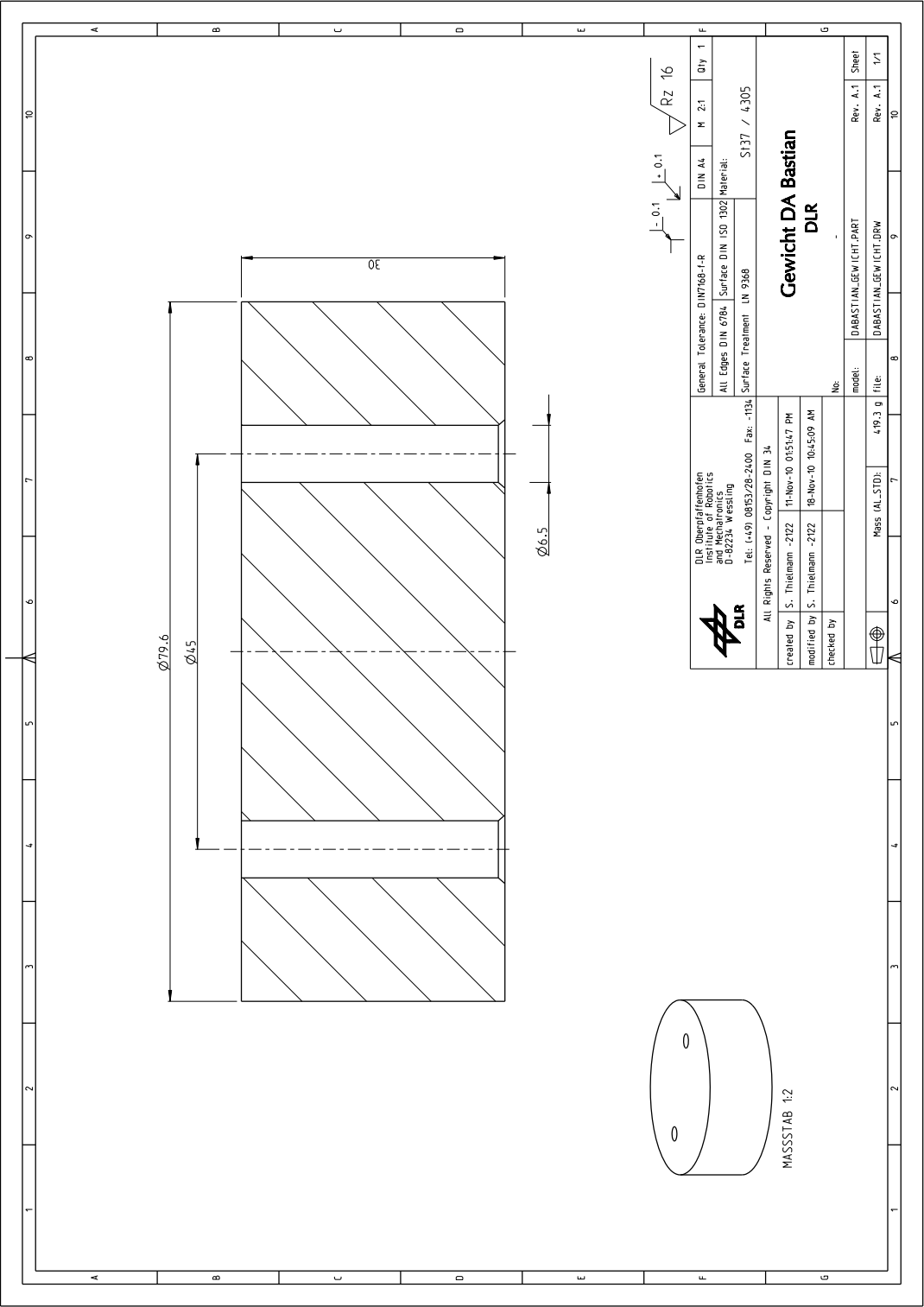


Abbildung A.4: Gewicht

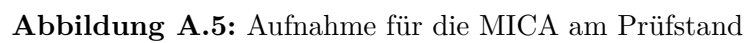


Abbildung A.5: Aufnahme für die MICA am Prüfstand

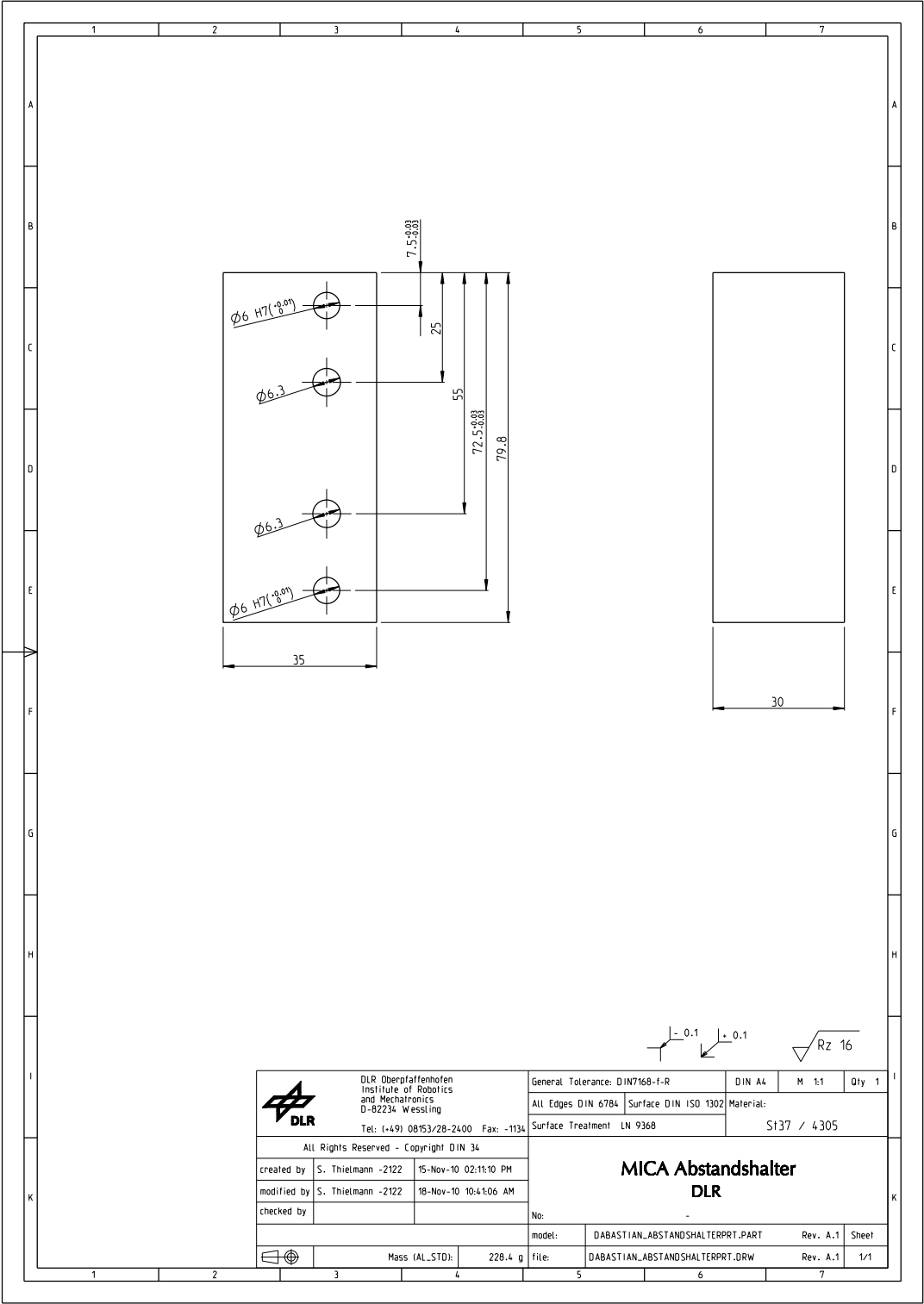


Abbildung A.6: Abstandshalter für die MICA am Prüfstand

A.2 Pilotstudie: Statische Ermittlung der Seilsteifigkeit

In einem ersten Versuch wurde die Steifigkeit der Seile an einem Zugprüfstand bestimmt. Hierzu wurde eine zyklische Belastung mit einer Maximallast von $F_{max} = 80N$ gefahren. Das Seil hält nach Angaben des Herstellers eine Maximalkraft von $162N$ stand. Mit der so gewählten F_{max} kann man ausschließen, dass das Seil bis in den plastischen Bereich belastet wird.

Abbildung A.7 zeigt beispielhaft einen von 10 gemessenen Belastungszyklen.

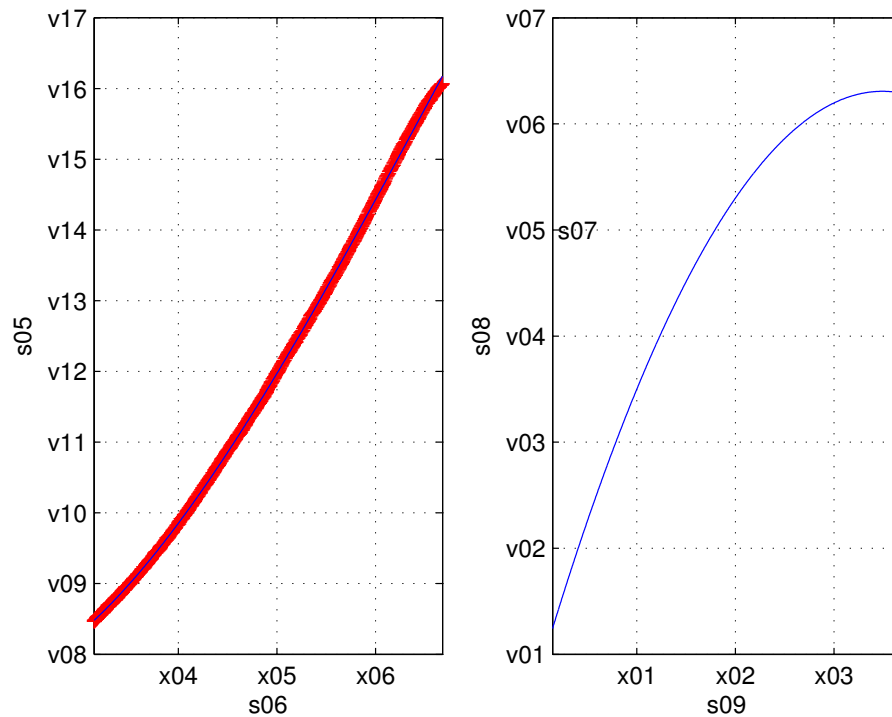


Abbildung A.7: Statische Messung der Seilsteifigkeit am Zugprüfstand.

links, rot $F_{mess}(s)$; Links: $F_{int}(s)$. Rechts: $C_{ges}(s)$

Der Mittelwert der ermittelten Steifigkeiten beträgt $\bar{C}_{ges} = 43.03 \frac{N}{mm}$. Aufgrund der speziellen Aufhängung des Seiles (Abbildung A.8) muss die ermittelte Gesamtsteifigkeit als Reihenschaltung von drei einzelnen Federn gesehen werden, wobei zwei dieser Federn wiederum eine Parallelschaltung darstellen. Die Steifigkeit einer Parallelschaltung ergibt sich durch die Addition der vertikalen Anteile der Seilsteifigkeit $C_s \cdot \cos(\alpha_i) + C_s \cdot \cos(\alpha_i) = 2C_s \cdot \cos(\alpha_i)$.

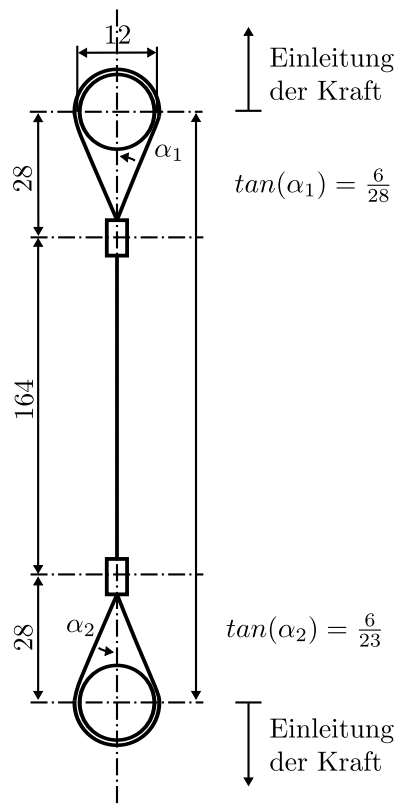


Abbildung A.8: Einspannsituation des Seils bei der statischen Ermittlung der Steifigkeit

Damit erhält man für die Gesamtsteifigkeit des Aufbaus

$$C_{ges} = \frac{1}{\frac{1}{2C_s \cdot \cos(\alpha_1)} + \frac{1}{C_s} + \frac{1}{2C_s \cdot \cos(\alpha_2)}}, \quad \alpha_1, \alpha_2 \ll 1 \quad (\text{A.1})$$

$$= \frac{C_s}{2}. \quad (\text{A.2})$$

Daraus folgt $C_{s,stat} = 2 \cdot C_{ges} = 86,06 \frac{N}{mm}$. Die in diesem Versuch gemessene Steifigkeit resultiert aus den elastischen Eigenschaften des Werkstoffes, da dieses Seil im Prinzip eine Hintereinanderschaltung von sehr vielen sehr kleinen Federn ist. Um den gemessenen Wert unabhängig von der verwendeten Seillänge zu machen wird er noch auf die Messlänge normiert. Es folgt

$$C_{s,stat,norm} = C_{s,stat} \cdot l_{mess} = 86,06 \frac{N}{mm} 307,4000 mm = 26455 \frac{N mm_{applied}}{mm} \quad (\text{A.3})$$

Abbildungsverzeichnis

1.1	Typisches Szenario in der MIC	2
1.2	Das System da Vinci	5
1.3	Eingabekonsole, da Vinci	6
1.4	Das DLR Projekt MiroSurge	7
1.5	Chirurgieroboter MIRO	7
1.6	Instrumentenspitze (Endeffektor) der MICA	9
1.7	Eingabekonsole (Sigma 7)	10
1.8	Schematisches Vorgehen der Diplomarbeit	12
2.1	Einzelkomponenten der MICA	15
2.2	Motormodul der MICA	16
2.3	Funktionsprinzip der Antriebseinheit	16
2.4	Kaskadische Regelstruktur	18
2.5	Zwei Ansichten der Werkzeugschnittstelle der MICA, entnommen aus Thielmann et al. [49] und [48]	19
2.6	Elektrischer Signalfluss der Kraftsensordsignale in der MICA	20
2.7	Prinzipieller Aufbau der Werkzeugschnittstelle zwischen Schub- stangen und Seilzug	21
2.8	Prinzip der Transformation von Seil- auf Gelenkbewegung	22

2.9	Relevante Größen des Gelenks, des Greifers und der Seilführung am Endeffektor der MICA, entnommen aus Thielmann et al. [49] .	23
2.10	Schematische Darstellung der Drehmomentoberwellen	27
2.11	Darstellung von Reibmodellen	30
2.12	Blockschaltbild des Modells zur Implementierung und Auslegung des Kalman Filters	32
3.1	Blockschaltbild der Antriebseinheit	38
3.2	Darstellung der Endeffektors	39
3.3	Schematische Darstellung der MICA	42
3.4	Blockschaltbild des Gesamtsystems MICA	44
3.5	Koordinatensysteme bei der MICA	46
4.1	Seilprüfstand	52
4.2	Befestigung des Beschleunigungssensors am Arm der bewegten Masse	53
4.3	Zeitverläufe der gedämpften Schwingung der Winkelbeschleunigung	57
4.4	Einfluss der Coulomb Reibung	58
4.5	Zeitverläufe der gedämpften Schwingung der Winkelbeschleuni- gung in der Simulation des Seilprüfstandes	59
4.6	Fehler bei der Identifikation der Dämpfung	59
4.7	Entwicklung der Konditionszahl des Identifikationsverfahrens . . .	61
4.8	Fehler bei der Identifikation der Dämpfung bezüglich Reibung . .	61
4.9	Motormoment über Motorposition, Motor 3	63
4.10	Periodenspektrum des Motormoments, Motor 3	64
4.11	Prüfstand zur Identifikation der Antriebseinheit	66
4.12	Prinzip der Vorgabe einer konstanten Geschwindigkeit über die Position	68
4.13	Vorgehen zur Identifikation zder Motorrippel	70

4.14	Simuliertes Motormoment bei geschwindigkeitskonstanter Ansteuerung	72
4.15	Vergleich zwischen Motormoment im Simulationsmodell und dessen Schätzung von Motor 3	73
4.16	Einfluss des Sensorrauschens auf der Rippelidentifikation	74
4.17	Einfluss des Encoderrauschens auf das Periodenspektrums	74
4.18	Einfluss des Messrauschens auf die Konditionszahl, Motorrippel	75
4.19	Blockschaltbild, modellbasierte Rippelkompensation	76
4.20	Ergebnisse der modellbasierten Kompensation der Motorrippel, Simulation	76
4.21	Vergleich zwischen Motormoment τ_{mot} und dessen Schätzung $\hat{\tau}(\mathbf{p})$ bei der Identifikation des statischen Reibmodells	78
4.22	Einfluss Mess- Und Encoderrauschens, Reibidentifikation	78
4.23	Einfluss von Mess- (links) und Encoderrauschen (rechts) auf die Konditionszahl $c(\mathbf{J})$ des Identifikationsverfahrens	79
5.1	Links: Histogramm des Beschleunigungssignals zur Beurteilung des Messrauschens. Rechts: Gedämpfte Schwingung der Winkelbeschleunigung $\ddot{\alpha}$ (hier α_{ddot}) des Seilprüfstandes	81
5.2	Vergleich von identifizierter Beschleunigungsschwingung bei Verwendung von 3 Extrema (links) und der gesamten Schwingung, rechts.	82
5.3	Periodenspektrum von Motor 1 (Oben) und Motor 3 (unten) für vier konstante Motorgeschwindigkeiten	84
5.4	Ergebnisse der Identifikation der Drehmoment-Oberwellen	85
5.5	Ergebnisse der Identifikation der Reibung von Motor 1	87
6.1	Vergleich der Simulation und Messung von Motor 3	91
6.2	Vergleich zwischen Simulation und Messung, Strom über Motorposition	92

6.3	Fehler zwischen gemessenem und simuliertem Motorstrom	93
6.4	Vergleich zwischen Simulation und Messung, sinusförmige Ansteuerung	93
6.5	Vergleich zwischen Motormoment $\tau_{mot,1}$ von Motor 1 (oben) und Motor 3 (unten)	95
6.6	Vertikale und horizontale Beschleunigung der Schubstange	95
6.7	Horizontale Beschleunigung der Schubstange	96
6.8	Prinzip der modelbasierten Reibungskompensation anhand eines Blockschaltbildes	97
6.9	Verlauf der bleibenden Regelabweichung, Reibungskompensation .	98
6.10	Vergleich zwischen abtriebsseitiger Soll- und Istposition	99
7.1	Messungen, Kalman Filter	101
7.2	Szenarion, Kraftregelung	103
7.3	Ergebnisse, Kraftregelung	104
7.4	Ergebnisse Impedanzregelung	105
A.1	Nutstein zur Befestigung der Seile	111
A.2	Verbindungsstrück zwischen Sensor und Schubstangen der MICA	112
A.3	Gewichtsadapter	113
A.4	Gewicht	114
A.5	Aufnahme für die MICA am Prüfstand	115
A.6	Abstandshalter für die MICA am Prüfstand	116
A.7	Statische Messung der Seilsteifigkeit am Zugprüfstand. links,rot $F_{mess}(s)$; Links: $F_{int}(s)$. Rechts: $C_{ges}(s)$	117
A.8	Einspannsituation des Seils bei der statischen Ermittlung der Steifigkeit	118

Tabellenverzeichnis

2.1	Relevante Größen der Antriebseinheit	17
2.2	Relevante Daten des Werkzeuges	23
4.1	Relevante Daten des Seilprüfstandes	51
5.1	Identifizierte Größen für die dynamischen Parameter der Seile des Instruments. Jeweils angegeben vor der Korrektur des ab- geschätzten Fehlers (ohne Korrektur) und danach (mit Korrektur).	82
5.2	Identifizierte Größen des statischen Reibmodells für Motor 1 und 3 für bei Bewegung in positiver (p) und negativer (n) Richtung, sowie nach Korrektur durch Abschätzung des gemachten Fehlers (-,k).	88

Literaturverzeichnis

- [1] ABOLMAESUMI, P. ; SALCUDEAN, S. ; ZHU, W. ; SIROUSPOUR, M. ; DI MAIO, S.: Image-guided control of a roboter for medical ultrasound. In: *IEEE Transactions on Robotics and Automation* 18 (2002), S. 11–23
- [2] AL-BENDER, F. ; LAMPAERT, V. ; SWEVERS, J.: The generalized Maxwell-slip model: a novel model for friction simulation and compensation. In: *Automatic Control, IEEE Transactions on* 50 (2005), S. 1883–1887
- [3] ALBU-SCHÄFFER, A. ; HADDADIN, S. ; OTT, C. ; STEMMER, A. ; WIMBÖCK, T. ; HIRZINGER, G.: The DLR lightweight robot: design and control concepts for robots in human environments. In: *Industrial Robot: An International Journal* 34 (2007), S. 376–385
- [4] ALBU-SCHÄFFER, A.: *Regelung von Robotern mit elastischen Gelenken am Beispiel der DLR-Leichtbauarme*, TU München, Dissertation, 2002
- [5] BARTOS, F.: Electric servos do more with less. In: *Control engineering* 44 (1997), S. 103–115
- [6] CARLSTAHL: Technocables / www.carhlstahl.com, 22.12.2010. 2010. – Forschungsbericht
- [7] CERNIGOJ, A. ; GASPARIN, L. ; FISER, R.: Native and Additional Cogging Torque Components of PM Synchronous Motors - Evaluation and Reduction. In: *AUTOMATIKA* 51 (2010), S. 157–165
- [8] CHEN, J. ; HUANG, Y. ; CHENG, C.: Mechanical model and countouring analysis of high-speed ball-screw drive system with compliance effect. In: *In J Adv Manuf Technol* 24 (2004), S. 241–250
- [9] CHEN, S. ; TAN, K. ; HUANG, S. ; TEO, C.: Modeling and Compensation of Ripples and Friction in Permanent-Magnet Linear Motor Using a Hysteretic

- Relay. In: *Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on* 15.4 (2010), S. 586–594
- [10] CHENG, T.: *Tracking error analysis, detection and improving for CNC machines*, National Chung Cheng University, Masterthesis, 1999. – all S
- [11] DAHL, P.: Measurement of solid friction parameters of ball bearings / AE-ROSPACE CORP EL SEGUNDO CA ENGINEERING SCIENCE OPERATIONS. 1977. – Forschungsbericht
- [12] ESA: *SpaceWire*. Ü zuletzt abgerufen am 19.04.2010
- [13] GUTHART, G. ; SALISBURY, J.: The intuitive telesurgery system: Overview and application. In: *IEEE Int. Conf. Robotics and Automation*, 2000
- [14] HAGN, U. ; NICKL, M. ; JÖRG, S. ; PASSIG, G. ; BAHLS, T. ; NOTHHELFER, A. ; HACKER, F. ; LE-TIEN, L. ; ALBU-SCHÄFFER, A. ; KONIETSCHKE, R. ; GREBENSTEIN, M. ; WARPUP, R. ; HASLINGER, R. ; FROMMBERGER, M. ; HIRZINGER, G.: The DLR MIRO: A versatile lightweight robot for surgical applications. In: *Industrial Robot: An International Journal* 35 (2008), S. 324–336
- [15] HARTMAN, A. ; LORIMER, W.: Cogging torque control in brushless dc motors. In: *Incremental Motion Control Syst. And Devies, 29Th Annu. Syrup. Proc* (2000)
- [16] iMEMS: Accelerometer ADXL203 / Analog Devices, zuletzt aufgerufen am 29.03.2011. 2011. – Forschungsbericht
- [17] INSTRUMENTS, N.: NI PCI- 6225 Data Aquisition Board: <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/en/nid/201605> / Zuletzt aufgerufen am 04.04.2011. 2011. – Forschungsbericht
- [18] INSTRUMENTS, N.: NI SCP 68 Connector Box: <http://sine.ni.com/nips/cds/view/modelpopup/p/pcat/1116/lang/en> / Zulestzt aufgerufen am 04.04.2011. 2011. – Forschungsbericht
- [19] JOHNSTUN, C. ; SMITH, C.: Modelling and design of a mechanical tendon actuation system. In: *ASME Transactions Journal on dynamics, system, measurements and control* 114 (1992), S. 253–261

- [20] KAMMEYER, K. ; KROSCHEL, K. ; KROSCHEL, K. (Hrsg.): *Digitale Signalverarbeitung: Filterung und Spektralanalyse mit MATLAB- Übungen*. Bd. 6. Berlin Heidelberg : Vieweg+ Teubner, 2006. – 20–21 S. – ISBN 3835100726
- [21] KAZANZIDES, P. ; MITTELSTADT, B. ; MUSTIS, B. ; BARGAR, W. ; ZUHARS, J.: An integrated system for cementless hip replacement. In: *IEEE Eng. Med. biol. Mag.* 14 (1995), S. 307–313
- [22] KHALIL, W. ; DOMBRE, E. ; BUTTERWORTH-HEINEMANN (Hrsg.): *Modeling, identification & control of robots*. Bd. 2. Kogan Page Science, 2004. – ISBN 190399666X
- [23] KONIETSCHKE, R. ; ORTMEIER, T. ; WEISS, H. ; HIRZINGER, G. ; ENGELKE, R.: Manipulability and accuracy measures for a medical robot in minimalinvasive surgery. In: *International Symposium on Advances in Robot Kinematics* 9 (2004), S. 1–10
- [24] LAMPAERT, V. (Hrsg.) ; Mediterranean conference on control and automation (Veranst.): *Experimental comparison of different friction models for accurate low velocity tracking*. 2002
- [25] LAWRENCE, D. (Hrsg.) ; IEEE Computer Society (Veranst.): *Bow spring/tendon actuation for low cost haptic interfaces*. 2005
- [26] LE-TIEN, L.: *Ansätze zur entkoppelten Regelung von mechanisch gekoppelten Doppelgelenken eines DLR- Mediziroboters*, TU Dresden, Dissertation, 2010
- [27] LUNZE, J. ; LUNZE, J. (Hrsg.): *Regelungstechnik 1: Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. Bd. 1. Berlin : Springer, 2004. – 175–177 S. – ISBN 3540689079
- [28] LUNZE, J. ; LUNZE, J. (Hrsg.): *Regelungstechnik 2: Mehrgrößensystem; Digitale Regelung*. Bd. 6. Berlin-Heidelberg : Springer, 2010. – 362–364 S. – ISBN 978-3-642-40198-4
- [29] MAHVASH, M. ; OKAMURA, A.: Friction compensation for enhancing transparency of a teleoperator with compliant transmission. In: *Robotics, IEEE Transactions on* 23 (2007), S. 1240–1246
- [30] MESSSYSTEME, B.: BMC- Analog Amplifier Box: <http://www.bmc-messsysteme.de/ger/pr-aab-ii.html> / Zuletzt aufgerufen am 04.04.2011. 2011. – Forschungsbericht

- [31] MEYBERG, P.: *Höhere Mathematik 1. Differential- Integralrechnung. Vektor und Matrizenrechnung*. Bd. 6. Berlin Heidelberg : Springer, 2003. – 200–210 S. – ISBN 354041850-4
- [32] MITTELSTADT, B. ; KAZANDZIDES, P. ; ZUHARS, J. ; WILLIAMSON, B. ; CAIN, P. ; SMITH, F. ; BARGAR, W. ; TAYLOR, R. (Hrsg.) ; LAVALEE, G. (Hrsg.) ; MOSGES, R. (Hrsg.): *Computer-Integrated Surgery*. Bd. 1. Cambridge, MA : MIT Press, 1996. – 397–407 S. – ISBN 6316846815
- [33] MÜLLER, J. (Hrsg.) ; Klinik für Allgemein-, Visceral-, Gefäß- und Thoraxchirurgie (Veranst.): *Charite, Klinik für Allgemein-, Visceral-, Gefäß- und Thoraxchirurgie, Campus Mitte*. 2004
- [34] ORTMEIER, T.: *Motion Compensation in Minimally Invasive Robotic Surgery*, TU München, Dissertation, 2003
- [35] PALLI, G. ; MELCHIORRI, C.: Model and control of tendon-sheath transmission systems. In: *Robotics and Automation, 2006. ICRA 2006. Proceedings 2006 IEEE International Conference on*, 2006
- [36] POTT, P.: *MERODA Medical Robotics Database*. 2010
- [37] QUANG, N. ; DITTRICH, J. ; DITTRICH, J. (Hrsg.): *Vector Control of Three-Phase AC Machines*. Bd. 1. Berlin : Springer, 2008. – 109–118 S. – ISBN 9783540790280
- [38] RAMESH, R. ; MANNAN, M. ; POO, A.: Tracking and contour error control in CNC servo systems. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 45 (2005), S. 301–326
- [39] REICHENSPURNER, H. ; DAMIANO, R. ; MACK, M. ; BOEHM, D. ; GULBINS, H. ; DETTER, C. ; MEISER, B. ; ELLGASS, R. ; REICHART, B.: Use of the voice-controlled and computer-assisted surgical system zeus for endoscopic coronary artery bypass grafting. In: *J THORAC CARDIOV SUR* 118 (1999), S. 11Ü16
- [40] RODDECK, W.: *Einführung in die Mechatronik*. Bd. 3. Wiesbaden : B.G. Teubner / GWV Fachverlage-GmbH, 2006. – 32 S. – ISBN 3-83510071-8
- [41] RÖHRIG, C.: Motion Control of Linear Permanent Magnet Motors with Force Ripple Compensation. In: *Proceedings of the Third International Symposium on Linear Drives for Industry Applications, Nagano, Japan*, 2001

- [42] SCHIEHLEN, W. ; EBERHARD, P.: *Technische Dynamik: Modelle zur Regelung und Simulation*. Bd. 2. Stuttgart, Leipzig, Wiesbaden : B.G. Teubner / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2004. – 170–173 S. – ISBN 3-519-12365-7
- [43] SEIBOLD, U. ; KUEBLER, B. ; HIRZINGER, G.: Prototypic force feedback instrument for minimally invasive robotic surgery. In: *Medical Robotics. I-Tech Education and Publishing* (2008), S. 377–400
- [44] SENSORS, O.: Omega LCMFD Kraftsensor: <http://omega.de/pdf/specs/np223.pdf> / Zuletzt aufgerufen am 04.04.2011. 2011. – Forschungsbericht
- [45] SWEVERS, J. ; AL-BENDER, F. ; GANSEMAN, C. ; PROJOGO, T.: An integrated friction model structure with improved presliding behavior for accurate friction compensation. In: *Automatic Control, IEEE Transactions on* 45 (2000), S. 675–686
- [46] TAYLOR, R. ; PAUL, H. ; KAZANDZIDES, P. ; MITTELSTADT, B. ; HANSON, W. ; ZUHARS, F. ; WILIAMSON, B. ; MUSTIS, B. ; GLASSMAN, E. ; BARGAR, W.: An image-directed robotic system for precise orthopedic surgery. In: *IEEE Transactions on Robotics and Automation* 10 (1994), S. 261–275
- [47] TAYLOR, R. ; STOIANOVICI, D.: Medical robotics in computer-integrated surgery. In: *IEEE Transactions on Robotics and Automation* 19 (2003), S. 765 – 781
- [48] THIELMANN, S.: *Institutseigene Bilder*. 2011
- [49] THIELMANN, S. ; SEIBOLD, U. ; HASSLINGER, R. ; PASSIG, G. ; BAHLS, T. ; JÖRG, S. ; NICKL, M. ; NOTHELFER, A. ; HAGN, U. ; HIRZINGER, G.: MICA A new generation of versatile instruments in robotic surgery / Institue of Robotics and Mechatronics, German Aerospace Center. 2010. – Forschungsbericht
- [50] TJAHJOWIDODO, T. ; AL-BENDER, F. ; VAN BRUSSEL, H.: Friction identification and compensation in a DC motor. In: *submitted to 16th IFAC World Congress, Prague, 2005*
- [51] TOBERGTE, A. ; POMARLAN, M. ; HIRZINGER, G.: Robust multi sensor pose estimation for medical applications. In: *Intelligent Robots and Systems, 2009. IROS 2009. IEEE/RSJ International Conference on, 2009*